

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FUNDAÇÃO
EDUCACIONAL INACIANA Pe. SABÓIA DE MEDEIROS

RICARDO PEREIRA DA SILVA

**MODELAMENTO DE VÁLVULA UNIDIRECIONAL APLICADA A
SISTEMA DE DIREÇÃO COM ASSISTÊNCIA HIDRÁULICA**

São Bernardo do Campo
2011

RICARDO PEREIRA DA SILVA

**MODELAMENTO DE VÁLVULA UNIDIRECIONAL APLICADA A
SISTEMA DE DIREÇÃO COM ASSISTÊNCIA HIDRÁULICA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao
Centro Universitário da FEI, como requisito
para a obtenção do título Mestre em
Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof.
Dr. Agenor de Toledo Fleury

São Bernardo do Campo
2011

Silva, Ricardo Pereira

Modelamento de Válvula Unidirecional Aplicada a Sistema de Direção com Assistência hidráulica / Ricardo Pereira da Silva. São Bernardo do Campo, 2011.

114 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

1. Sistema de Direção. 2. Válvula Unidirecional. 3. Vibração do Volante. I. Fleury, Agenor de Toledo, orient.

II. Título



Centro Universitário da FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Ricardo Pereira da Silva

Matrícula: 208131-3

Título do Trabalho: **Modelamento de válvula unidirecional aplicada a sistema de direção com assistência hidráulica.**

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Data da realização da defesa: 22 / Agosto / 2011

ORIGINAL ASSINADA

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO

REPROVADO

São Bernardo do Campo, 22 / Agosto / 2011.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ass.: _____

Prof. Dr. Eric Conrado de Souza

Ass.: _____

Prof. Dr. Airton Nabarrete

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer:

A minha esposa Luciana, pela paciência e pela compreensão com as minhas dificuldades e necessidades desde o início da graduação até a conclusão da tese;

Aos meus pais, Radamés e Sônia, pela criação, educação, força e incentivo que me deram. Sem eles eu jamais teria tido oportunidade e nem estrutura para chegar a este excelente momento de vida que estou vivendo;

Ao professor Agenor de Toledo Fleury, orientador deste trabalho, que com sua orientação possibilitou a elaboração desse trabalho;

Aos meus amigos e parceiros no *artigo* SAE-2009-36-0400, Davi, Fernando, Gustavo e Samuel, que ao se dedicar ao desenvolvimento de uma nova válvula unidirecional criaram um novo horizonte para o desenvolvimento de sistemas hidráulicos de aplicação automotiva;

Aos professores da FEI, por colaborarem com a minha formação acadêmica;

E a todos que colaboraram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

Minha gratidão será eterna.

RESUMO

Este trabalho apresenta estudo sobre sistema de direção automotiva com assistência hidráulica, com foco na válvula unidirecional, e nas variáveis que influenciam o desempenho de sua função principal de minimizar a transmissão de perturbações do solo ao volante na forma de rotação, assim como analisar a relação da geometria com a perda de carga adicionada ao sistema hidráulico por esse componente, através de modelamento matemático simples o suficiente, para que possa ser aplicado diretamente pelo engenheiro do produto em seu cotidiano, sem a necessidade de programas computacionais especiais, que comumente tem acesso restrito dentro das grandes montadoras.

Palavras chave: sistema de direção, válvula unidirecional, vibração do volante.

ABSTRACT

This work presents a study on automotive hydraulic power steering systems, focus on the check valve and on the influence provided by its geometry on its main check valve functions of absorption of the pavement disturbances in the steering rotation and of the relationship between its geometry and the press drop. Mathematical models relating these steering systems parameters, give place to simple approach, as necessary to be solved in regular software, directly by the product engineer, without the necessity to perform simulations in specific software, usually restricted to the simulations department.

Key words: steering system, check valve, wheel fighting.

LISTA DE SIMBOLOS

A_0	área de passagem do fluido em um orifício
A_1	área de passagem do fluido antes de um orifício
A_2	área da <i>vena contracta</i>
A_3	área de passagem do fluido após a região de turbulência
A_4	área da fresta 4
A_e	área projetada da secção transversal da esfera
a_e	aceleração da esfera
A_p	área do pistão
a_v	aceleração do volante
B_p	constante de amortecimento do pistão
c	espessura do vão de passagem do fluido
C_a	coeficiente de arrasto
C_c	relação entre a área de passagem do orifício e da <i>vena contracta</i>
C_d	coeficiente de descarga
C_{ep}	coeficiente de vazamento entorno da haste do pistão
C_{ip}	coeficiente de vazamento entorno do pistão
C_p	calor específico a pressão constante
C_r	vão entre carretel e carcaça
C_v	calor específico a volume constante
C_{tp}	coeficiente de vazamento total

C_v	coeficiente de velocidade na <i>vena contracta</i> (usualmente $\approx 0,98$)
D_p	diâmetro do pistão
D_h	diâmetro hidráulico
D_t	diâmetro interno do tubo
e	distância entre o centro do tubo e o centro do cilindro no plano vertical
E	modulo de elasticidade do aço $200 \cdot 10^9$ Mpa
E_c	modulo de elasticidade da carcaça da caixa de direção
E_t	modulo de elasticidade do tubo
f	frequência
F_e	força necessária para vencer inércia da esfera
F_g	força aplicada pelo pistão
F_j	força de jato
F_L	força externa aplicada sobre o pistão
F_m	força resistiva da mola da válvula unidirecional ao fim de curso
F_r	força de arrasto que atua sobre a esfera da válvula unidirecional
F_{rc}	força de arrasto relacionada ao contra fluxo
F_{Rss}	força oriunda da vazão atuante sobre o carretel da válvula direcional
f_v	frequência equivalente de fechamento da válvula unidirecional
$F_{\Delta p}$	força gerada pela diferença de pressão
$F_{\Delta pc}$	força gerada pela diferença de pressão devido ao contra fluxo
F_1	força de escoamento atuando sobre o carretel na direção horizontal
F_2	força de escoamento atuando sobre o carretel na direção vertical

g	aceleração da gravidade $9,81 \text{ m/s}^2$
h	entalpia
h_2	entalpia no ponto 2
h_3	entalpia no ponto 3
i	relação de transmissão entre cremalheira e volante
I	intensidade da onda gerada pelo deslocamento pelo pistão
J_e	trabalho necessário para o deslocamento da esfera em um dado curso e tempo
J_m	trabalho realizado pela mola da válvula unidirecional
J_{rc}	trabalho realizado pelo escoamento em contra fluxo
$J_{\Delta P}$	trabalho provido a esfera pela onda de pressão
K	constante elástica da mola
K_c	coeficiente de pressão vazão
K_{ce}	coeficiente de pressão vazão equivalente
K_q	coeficiente de ganho de vazão
K_v	sensibilidade a pressão da válvula direcional
K_{c0}	coeficiente de pressão vazão para válvula centrada
K_{q0}	coeficiente de ganho de vazão para válvula centrada
K_β	constante de mola relativa ao módulo de elasticidade efetiva
K_{v0}	sensibilidade a pressão da válvula direcional quando centrada
L	comprimento da passagem do óleo
L_c	curso da cremalheira
L_m	curso da mola

L_t	comprimento do tubo que interliga caixa a válvula unidirecional
m_e	massa da esfera
m_t	massa total
P	pressão do meio
P_1	pressão no ponto 1
P_2	pressão no ponto 2
P_L	pressão de alimentação
P_s	pressão de retorno
Q	vazão
Q_1	vazão que transpõem a fresta 1
Q_2	vazão que transpõem a fresta 2
Q_3	vazão que transpõem a fresta 3
Q_4	vazão que transpõem a fresta 4
Q_c	vazão de vazamento interno da válvula direcional
Q_L	vazão de alimentação
Q_p	vazão em contra fluxo relacionada ao deslocamento do pistão
Q_s	vazão de retorno
r_e	raio da esfera
r_c	raio da cremalheira
r_p	raio do pistão
r_t	raio interno do tubo
Re	número de Reynolds

t	espessura
T	Tempo
t_c	espessura da parede da caixa
t_f	tempo para fechamento da válvula unidirecional
t_t	espessura da parede do tubo
u	velocidade média do fluido
U	vão entre pistão do carretel e carcaça
u_1	velocidade média do fluido no ponto 1
u_2	velocidade média do fluido no ponto 2
u_3	velocidade média do fluido no ponto 3
u_c	velocidade média do fluido em contra vazão
u_p	velocidade média do pistão
V_0	volume inicial
V_{01}	volume inicial no compartimento 1
V_{02}	volume inicial no compartimento 2
V_1	volume no compartimento 1
V_2	volume no compartimento 2
V_g	volume ocupado pelo gás
V_o	volume ocupado pelo óleo
V_t	volume total
x	posição no eixo x
x_p	posição do pistão

x_{pm}	curso máximo do pistão da caixa ao longo do ciclo
x_v	posição do carretel da válvula direcional
w	gradiente de área
W	potência
W_2	trabalho externo no ponto 2
W_3	trabalho externo no ponto 3
x_p	deslocamento do pistão
β_e	modulo de elasticidade efetiva
β_g	modulo de elasticidade da fração gasosa
β_o	modulo de elasticidade do óleo
β_t	modulo de elasticidade do tubo
β_c	modulo de elasticidade da caixa
γ	densidade absoluta óleo
γ_e	densidade absoluta do material da esfera
δ_n	coeficiente de amortecimento
η	rendimento
θ	angulação do jato relacionado a vazão
μ	viscosidade absoluta
ρ	densidade mássica
Δ_{av}	variação da aceleração do volante
ΔQ_L	variação da vazão de alimentação
ΔP	variação de pressão

ΔP_e	perda de carga gerada pela esfera
ΔP_f	perda de carga gerada no final da válvula unidirecional
ΔP_i	perda de carga gerada no início da válvula unidirecional
ΔP_s	perda de carga gerada no suporte da esfera da válvula unidirecional
ΔP_v	perda de carga total gerada pela válvula unidirecional
ΔV_c	variação do volume da câmara
ΔV_g	variação do volume do gás
ΔV_o	variação do volume do óleo
ΔP_L	variação da pressão de alimentação
ΔV_t	variação do volume total
Δx_v	variação da posição do carretel da válvula direcional
ν	viscosidade cinemática
ω_n	frequência natural

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de direção direto _____	Pg-26
Figura 2 – Sistema de direção Hidrostático _____	Pg-26
Figura 3 – Sistema de direção Setor/Sem-Fim _____	Pg-27
Figura 4 – Sistema de direção com esferas recirculantes _____	Pg-27
Figura 5 - Vista conexão entre caixa de esferas recirculantes com as mangas de eixo ___	Pg-28
Figura 6 – Sistema de direção Pinhão e Cremalheira _____	Pg-28
Figura 7 - Vista conexão entre caixa de pinhão e cremalheira com as mangas de eixo ___	Pg-29
Figura 8 – Sistema Pinhão e Cremalheira com assistência eletrohidráulica _____	Pg-31
Figura 9 – Vista esquemática sistema pinhão e cremalheira com assistência eletrohidráulica _____	Pg-31
Figura 10 – Sistema com assistência elétrica na coluna de direção _____	Pg-33
Figura 11 – Sistema com assistência elétrica no pinhão _____	Pg-34
Figura 12 – Sistema com assistência elétrica na cremalheira _____	Pg-35
Figura 13 - Vista geral sistema de direção pinhão e cremalheira com assistência hidráulica _____	Pg-36
Figura 14 – Vista esquemática do sistema de direção com assistência hidráulica _____	Pg-37
Figura 15 – Bomba _____	Pg-38
Figura 16 - Curva de vazão em relação a rotação para bomba de deslocamento constante e sem válvula de controle de vazão _____	Pg-39
Figura 17 – Curva de vazão em relação a rotação para bomba de deslocamento constante com fluxo constante _____	Pg-40
Figura 18 – Curva de vazão em relação a rotação para bomba de deslocamento constante com fluxo variável _____	Pg-40
Figura 19 – Válvula direcional _____	Pg-41
Figura 20 – Representação esquemática de válvula direcional de centro aberta _____	Pg-42
Figura 21 – Barra de torção e válvula direcional _____	Pg-43
Figura 22 – Válvula direcional _____	Pg-43
Figura 23 – Curva de assistência em função do torque aplicado pelo condutor _____	Pg-44
Figura 24 – Caixa de direção _____	Pg-45
Figura 25 – Junta elástica _____	Pg-45
Figura 26 – Coluna _____	Pg-46
Figura 27 – Vista em corte da válvula unidirecional _____	Pg-50

Figura 28 – Regime turbulento na passagem de um fluido por um orifício _____	Pg-51
Figura 29 – Coeficiente de descarga em função da geometria do orifício e do número de Reynolds _____	Pg-53
Figura 30 – Representação esquemática da variação do volume em função da compressão _____	Pg-55
Figura 31 – Ganho de vazão para válvulas com diferentes tipos de centro _____	Pg-58
Figura 32 – Válvula de carretel teórica de centro crítico _____	Pg-59
Figura 33 – Curvas de pressão-vazão para válvula ideal de centro crítico _____	Pg-65
Figura 34 – Força atuante de escoamento sobre o carretel _____	Pg-66
Figura 35 – Efeito da folga radial no ângulo de jato _____	Pg-67
Figura 36 – Vista esquemática do escoamento e cotas, na válvula direcional de centro aberto _____	Pg-68
Figura 37 – Curvas de pressão vazão para válvula de centro aberto _____	Pg-69
Figura 38 – Válvula direcional acionando pistão _____	Pg-71
Figura 39 – Fluxograma da vibração apresentada no volante _____	Pg-76
Figura 40 – Diagrama do circuito de assistência hidráulica com a definição do conjunto a ser analisado _____	Pg-77
Figura 41 – Vista válvula unidirecional com cotas _____	Pg-79
Figura 42 – Vista em corte da válvula unidirecional _____	Pg-80
Figura 43 – Diagrama de corpo livre para deslocamento da esfera gerado pelo fluxo ____	Pg-80
Figura 44 – Diagrama de corpo livre para deslocamento da esfera pela contra pressão _	Pg-86
Figura 45 – Diagrama de corpo livre para deslocamento do pistão _____	Pg-91
Figura 46 – Redução de consumo aferida _____	Pg-95
Figura 47 – Variação da pressão na saída da bomba em relação ao tempo para veículo em trajetória retilínea _____	Pg-96
Figura 48 – Gráfico das curvas de perda de carga na válvula unidirecional _____	Pg-97
Figura 49 – Potência requerida pela bomba devido a perda de carga na válvula unidirecional _____	Pg-99
Figura 50 – Gráfico da máxima constante elástica da mola _____	Pg-100
Figura 51 – Gráfico da vibração aferida no volante e defasagem entre lados _____	Pg-103
Figura 52 – Foto da localização de um dos acelerômetros _____	Pg-103
Figura 53 – Tempo de fechamento em função do diâmetro e massa da esfera com $K = 0$ _____	Pg-104
Figura 54 – Tempo de fechamento em função do diâmetro e massa da esfera com $K = K$ _____	

máximo _____ Pg-105

Figura 55 – Redução da aceleração no volante a 15 [Hz], devido as características da esfera da válvula unidirecional considerando constante elástica máxima _____ Pg-106

Figura 56 – Conjunto das possíveis reduções na aceleração no volante para oscilação a 15 [Hz], relacionadas a adição de válvula unidirecional _____ Pg-107

Figura 57 – Diagrama de corpo rígido da oscilação do sistema de direção _____ Pg-108

CONTEÚDO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	Motivação	21
1.2	Objetivo	22
1.3	Estrutura do trabalho	23
2	SISTEMA DE DIREÇÃO AUTOMOTIVO E REVISÃO TEÓRICA	25
2.1	Tipos de sistema de direção	25
2.1.1	Sistema de direção direto	25
2.1.2	Sistema de direção hidrostático	26
2.1.3	Sistema de direção com setor/sem-fim e com esferas recirculantes	27
2.1.4	Sistema de direção pinhão e cremalheira	28
2.2	Direção automotiva assistida	30
2.2.1	Direção automotiva com assistência eletrohidráulica	30
2.2.2	Direção automotiva com assistência elétrica	32
2.2.2.1	Direção automotiva com assistência elétrica na coluna de direção	33
2.2.2.2	Direção automotiva com assistência elétrica no pinhão	34
2.2.2.3	Direção automotiva com assistência elétrica na cremalheira	34
2.2.3	Direção automotiva com assistência hidráulica	35
2.3	Propriedades do fluido	46
2.4	Força de arrasto gerada pelo escoamento em torno de uma esfera	48
2.5	Potência requerida pela bomba	49
2.6	Perda de carga gerada pela presença de uma esfera no interior de um tubo	49
2.7	Perda de carga gerada pela passagem do fluido por um orifício	50
2.8	Descontinuidade na alimentação provida pela bomba	54
2.9	Efeito mola resultante da rigidez do fluido combinada a rigidez do sistema	54
2.10	Válvula direcional	57
2.11	Forças de escoamento atuantes sobre o carretel	65
2.12	Válvula direcional de centro aberto	68
2.13	Válvula direcional comutando transferência de potência a um pistão	70
3	DESCRIÇÃO DO MODELO	75
3.1.	Condições de contorno	78
3.2	Denominação das cotas da válvula unidirecional	78

3.3	Definição da constante elástica máxima _____	79
3.4	Perda de carga adicionada ao sistema hidráulico pela válvula unidirecional __	82
3.5	Efeito mola resultante da rigidez do fluido combinada à rigidez do sistema aplicado ao modelo proposto _____	85
3.6	Tempo de fechamento da válvula unidirecional _____	86
3.7	Redução na aceleração do volante em função da adição de válvula unidirecional _____	91
<hr/>		
4	RESULTADOS OBTIDOS _____	94
4.1	Curvas de contribuição à perda de carga da válvula unidirecional _____	94
4.2	Máxima constante de mola em função do diâmetro da esfera _____	99
4.3	Tempo de fechamento da válvula unidirecional em função do raio da esfera _	101
4.4	Frequência natural _____	108
5	CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA ESTUDOS FUTUROS _____	111
	REFERÊNCIAS _____	113

1 INTRODUÇÃO

Antes do desenvolvimento dos estudos de Erasmus Darwin em 1759, o controle direcional de um veículo era feito através da movimentação dos animais de tração que agiam diretamente sobre a rotação do veículo, no caso de veículo com um único eixo, ou através da rotação do eixo direcional em relação ao eixo vertical do veículo quando havia mais de um eixo. Somente através desses estudos, é que se iniciou o desenvolvimento do sistema atual, onde o cubo de roda é preso ao eixo dianteiro através de um pino mestre, permitindo que o eixo dianteiro não mais rotaciona-se. Esse sistema foi aplicado nas primeiras cinco carruagens que temos conhecimento na literatura. Após essas experiências entrou em desuso até 1810, quando a técnica veio novamente a tona através do construtor de carruagens Georg Lankensperger, que patenteou o sistema de Darwin por toda a Europa. Mas foi somente quando Lankensperger contratou o agente e também construtor de carruagens Rudolf Ackermann para patentear o conceito na Inglaterra, onde esse sistema de direção passou a ser difundido. Ackerman fez a patente em seu nome em 1818, fazendo com que se perpetuasse a percepção de que ele havia sido o pioneiro nesse estudo. Em 1870, Charles Jeantaud, renomado construtor de carruagens na França, apresentou o diagrama de Jeantaud, onde projeções dos braços de direção se interseccionavam ao centro do eixo traseiro. Segundo Gillespie, Thomas D. (1992), essa abordagem assegura o bom comportamento do sistema de direção para regime de baixo escorregamento do pneu, sendo que como apresentado por Hugo Martins (2010), é possível atingir desempenho superior nas características dinâmicas do veículo quando submetido a esterçamento em velocidades ou ângulos mais elevados, além de minimizar o efeito conhecido por *bumper-steer*, ao adotar-se geometria de direção não exatamente como proposta por Jeantaud.

Com o surgimento de veículos automotores, o controle direcional não mais podia ser feito de forma indireta, tornando-se necessário o desenvolvimento de um mecanismo de direção atuado diretamente pelo condutor. Inicialmente utilizaram-se mecanismos de direção que tinham no condutor sua única fonte de energia. Como a energia necessária para acionar o mecanismo de direção é relativamente elevada, pois além do arrasto dos pneus quando do veículo parado, há também forças reativas ao esterçamento quando em movimento,

1 *Bumper-steer*: efeito de esterçamento da direção relacionado ao trabalho da suspensão, devido a diferença de localização dos centros instantâneos de rotação dos braços axiais em relação ao dos braços oscilantes.

provenientes da geometria da suspensão (que gera o que é conhecido como torque auto-alinhante), fez-se necessário criar um mecanismo de redução para o acionamento do sistema a fim de reduzir o esforço requerido e aumentar a acuidade no esterçamento. Porém, a redução excessiva gera dois inconvenientes que são a elevada movimentação do condutor e a lenta resposta gerada pelo mesmo, ambas agravadas em veículos de desempenho ou massa mais elevados.

Como meio de permitir relações de transmissão da direção mais adequadas tanto a ergonomia quanto a dirigibilidade do veículo, foram criados sistemas que complementam a energia necessária ao esterçamento do veículo. Esses sistemas podem ser elétricos ou mecânicos, os quais em sua quase totalidade agem em paralelo complementando a energia provinda pelo condutor.

1.1 Motivação

O mercado automotivo vem ao longo do tempo se sofisticando não somente em relação ao conteúdo dos veículos, mas também em relação ao desempenho geral do produto. Esse constante processo de sofisticação gera em todas as montadoras a necessidade constante de aperfeiçoamento de seus produtos, definida através de pesquisas realizadas com seus próprios consumidores, analisando itens reclamados no pós-venda, realizando entrevistas com clientes de outras marcas por intermédio de empresas terceiras, e analisando em testes objetivos e subjetivos, os veículos de outras montadoras. Todavia duas das características que constantemente demandam aperfeiçoamento são o consumo de combustível e as vibrações.

A redução de consumo de combustível através do aperfeiçoamento do motor é um processo caro e demorado. Como opção complementar, pode-se reduzir o consumo de combustível através da redução do gasto energético com acessórios, tais como o, sistema de assistência de direção, como apresentado no artigo de Inaguma (1999). Com relação à vibração, o consumidor não somente considera que o veículo deve gerar o mínimo de vibração relacionada a seu funcionamento, mas também deve absorver as perturbações oriundas do solo, sendo que por solicitação de caráter predominantemente estético do mercado consumidor, há um processo de aumento do diâmetro da roda e redução do perfil do pneu, elevando a massa e reduzindo a capacidade de absorção de impactos desse conjunto

que, dentre outros fenômenos, agravam os pulsos de rotação no volante. E como abordado por Reimpell (2001), Ajovalasit (2008), Morioka (2008) e Kang (2005), os pulsos de rotação do volante apresentam relação direta com a percepção de conforto do condutor. Porém, Reimpell (2001) em seu livro adota uma solução que não é mais aplicada no mercado local, devido ao incremento de custo e a falta de espaço na região de instalação da caixa de direção, que é a instalação de um amortecedor diretamente ligado ao sistema de direção. Os artigos publicados por Ajovalasit (2008) e por Morioka (2008) abordam a percepção da vibração; já o artigo publicado por Kang (2005) é o único que trata do amortecimento das perturbações advindas do solo pelo próprio sistema de direção. Porém, nesse modelo apresentado por Kang (2005), o sistema hidráulico simulado não conta com a presença de válvula unidirecional. A única referência bibliográfica que trata da influência da válvula unidirecional no consumo de combustível e da vibração do volante é o artigo publicado por Hage (2009), entretanto nesse artigo, não há referências a modelos analíticos que permitam correlacionar às variáveis de projeto da válvula e o desempenho geral do sistema de direção.

Atualmente os sistemas de direção com assistência hidráulica no desenvolvimento de novas plataformas, estão perdendo espaço para os sistemas com assistência elétrica. Porém, há novas plataformas sendo lançadas com sistemas hidráulicos, devido a relação entre custo, desempenho e eficiência energética, sendo comum a presença de válvula unidirecional nessas novas plataformas. Ao considerar também que muitas plataformas atuais de produção possivelmente irão ter incorporadas em seus sistemas de direção essa válvula, e que a válvula atualmente utilizada pode ser aperfeiçoada como apresentado por Hage (2009), o estudo desse componente torna-se relevante para as necessidades da indústria de aperfeiçoar os seus produtos e de reduzir custos.

1.2 Objetivo

Esse trabalho aborda prioritariamente os efeitos da aplicação de válvula unidirecional ao sistema de direção automotiva do tipo pinhão e cremalheira com assistência hidráulica, com objetivo de determinar entre as variáveis de seu projeto, qual a influência de cada variável no desempenho geral. Enfatiza-se a capacidade de redução da amplitude de pulsos de vibrações torcional no volante, pelo sistema hidráulico e seu impacto no consumo energético

do sistema. A determinação da relação entre as variáveis de projeto e o desempenho geral, permitirá o refinamento de sistemas existentes assim como de novos sistemas, reduzido o número de versões de protótipos, minimizando custo e tempo de desenvolvimento, sendo objetivos desse refinamento, ganhos em conforto e em eficiência energética. Para tanto, faz-se necessário gerar modelamento matemático que resulte em propostas de configurações da válvula com a determinação de poucas variáveis de projeto e sem a necessidade de programas computacionais específicos, a fim de minimizar tempo e recursos despendidos com simulações.

São objetivos específicos do trabalho:

- a) relacionar a perda de carga adicionada ao sistema hidráulico com a geometria da válvula unidirecional;
- b) definir a máxima constante elástica da mola que impulsionará a esfera;
- c) modelar a influência da geometria no tempo de fechamento da válvula e a capacidade de redução da amplitude da aceleração do volante;
- d) analisar a relação entre geometria da caixa de direção e massa na ocorrência de ressonância.

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho teve início com o questionamento dos resultados obtidos no desenvolvimento de uma válvula unidirecional aplicada a sistema de auxílio hidráulico de direção de um veículo de produção local. Ao analisar os resultados verificou-se que a abordagem de fluido incompressível não era compatível com o comportamento apresentado pelo sistema de direção, posto que pequenos decréscimos no tempo de fechamento deveriam apresentar elevadas reduções na aceleração aferida no volante, além do fato de que uma elevada resistência a compressão do meio hidráulico culminaria em uma abrupta elevação da pressão interna do sistema, e por consequência, em danos nos vedadores da caixa de direção.

Para o desenvolvimento do trabalho como proposto em 1.2, foram formados 5 capítulos descritos a seguir.

O capítulo 1 apresenta a introdução do trabalho, com um breve histórico do sistema de direção, com a motivação, com os objetivos e como esse trabalho foi estruturado.

O capítulo 2 intitulado Sistema de Direção Automotivo e Revisão Teórica apresenta alguns exemplos de sistemas de direção automotivo, abordando com maior ênfase sistemas de do tipo pinhão e cremalheira com assistência hidráulica. Além da revisão teórica, onde apresentam-se as características do fluido relacionadas ao trabalho e a base do modelamento.

O capítulo 3 apresenta o modelamento desenvolvido para a válvula e sistema hidráulico, relacionado aos objetivos traçados de definir a relação entre as variáveis de projeto e a perda de carga, a máxima constante de mola, o tempo de fechamento e a frequência de ressonância.

O capítulo 4 é destinado a apresentar os resultados obtidos com o auxílio de gráficos que facilitem a visualização da relação entre as variáveis e os fenômenos estudados.

O capítulo 5 trata de apresentar as conclusões assim como propostas de trabalhos futuros.

2 SISTEMA DE DIREÇÃO AUTOMOTIVO E REVISÃO TEÓRICA

Antes de iniciar o modelamento do sistema de direção com assistência hidráulica, será apresentado descritivo sobre os diversos tipos de sistema de direção com detalhamento sobre o sistema objetivo desse trabalho, o sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira com assistência hidráulica. Também será apresentada revisão teórica dos conceitos, terminologia e modelos que serão aplicados a seguir no sistema em estudo.

2.1 Tipos de sistema de direção

Em veículos automotores com três ou mais rodas que apresentam esterçamento de ao menos um par de rodas, excluindo-se assim motos, algumas construções de triciclos, micro tratores e tratores de esteira, o esterçamento pode ser realizado através das formas apresentadas abaixo:

2.1.1 Sistema de direção direto

Nesse tipo de sistema de direção, há na extremidade da coluna de direção, um prolongamento perpendicular ao eixo, que com a rotação da coluna descreve uma parábola em sua extremidade. Essa extremidade é acoplada a barra de direção através de uma junta rotacional, que com o movimento do prolongamento da coluna de direção, desloca a barra de direção que faz rotacionar as mangas de eixo.

Esse sistema não dispõe de mecanismo de redução, o que restringe sua aplicação em veículos com pouca massa e que não necessite de grande acuidade no esterçamento. Sendo habitualmente aplicado em Karts.



Figura 1 – Sistema de direção direto

Fonte: Kart Mimi web site, 2011

2.1.2 Sistema de direção hidrostático

Esse sistema é o único que não possui ligação direta entre a coluna e as mangas de eixo. Há no final da coluna de direção uma válvula rotativa que ao ser rotacionada pelo volante, direciona o óleo para o lado correspondente ao esterçamento no pistão da caixa de direção. Esse sistema permite elevada força de esterçamento, podendo ser aplicado em veículos com muita massa apoiada sobre o eixo de esterçamento, sendo comumente empregado em tratores de roda e em empilhadeiras.

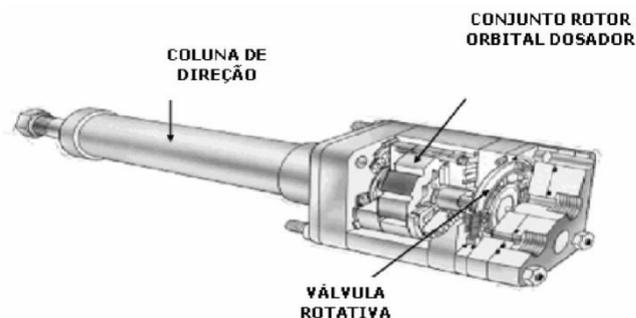


Figura 2 – Sistema de direção Hidrostático

Fonte: José Mauro Xavier da Cruz, 2006, p. 29

2.1.3 Sistema de direção com setor/sem-fim e com esferas recirculantes

No sistema Setor/Sem-Fim, há no final da coluna de direção uma rosca sem fim, que através da movimentação do setor em relação ao sem fim rotaciona o braço Pittman. No sistema com Esferas Recirculantes, há um conjunto de esferas no interior do canal de uma porca que translada ao longo do sem fim. Essas esferas ajudam a minimizar o atrito durante o acionamento do braço Pittman que está ligado à porca. Em ambos os sistemas, a movimentação do braço Pittman é transmitida às mangas de eixo através de um braço auxiliar e um conjunto de barras de direção que ligam as mangas de eixo ao braço Pittman.

O sistema setor/sem-fim foi amplamente utilizado no passado pela indústria automobilística brasileira, porém agora é aplicado somente no Volkswagen Kombi. Já o sistema de Esferas Recirculantes é bastante utilizado em comerciais leves e pesados.



Figura 3 – Sistema de direção Setor/Sem-Fim

Fonte: Car bibles WEB Site, 2010



Figura 4 – Sistema de direção com esferas recirculantes

Fonte: Car bibles WEB Site, 2010

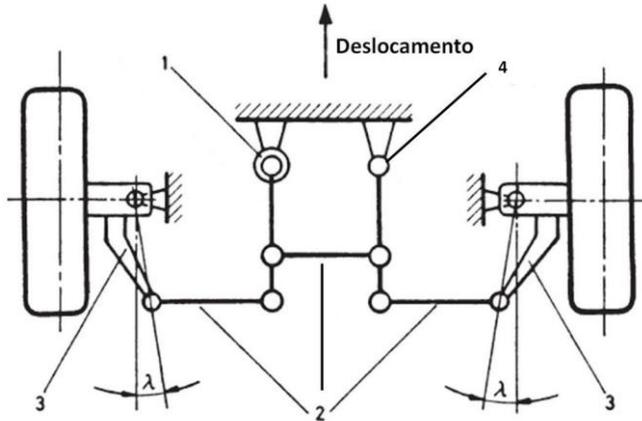


Figura 5 – Vista conexão entre caixa de esferas recirculantes com as mangas de eixo; onde 1 Braço Pittman; 2 Barras de Direção; 3 Mangas de Eixo e 4 Braço Auxiliar

Fonte: “Adaptado de” Jörnßen Reimpell, 2001, p. 268

2.1.4 Sistema de direção pinhão e cremalheira

Nesse sistema há no final da coluna de direção um pinhão que é acoplado a uma cremalheira, a rotação desse pinhão gera o movimento de translação da cremalheira, que através dos braços axiais, faz as mangas de eixo rotacionarem em torno de seus eixos.

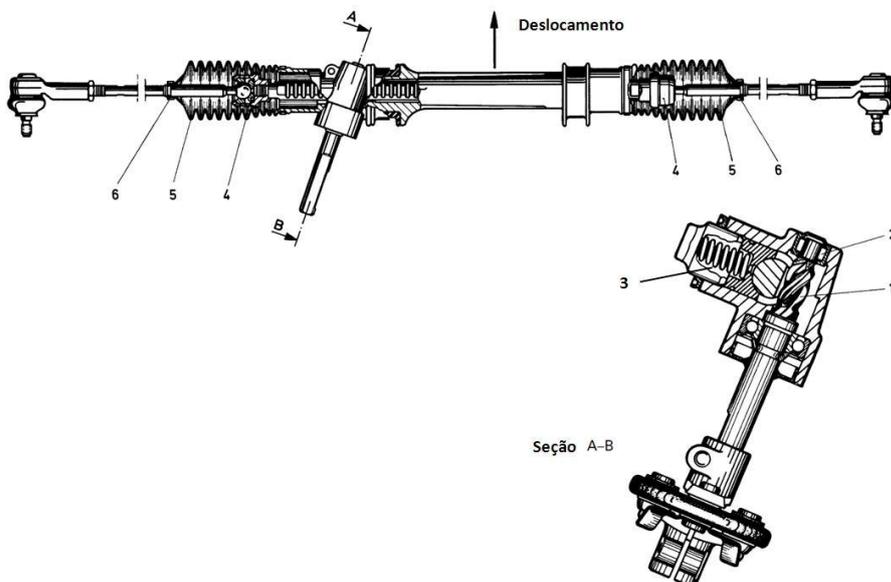


Figura 6 – Sistema de direção Pinhão e Cremalheira; onde 1 Pinhão; 2 Rolamento; 3 Conjunto Sujitador; 4 Junta Esférica; 5 Coifa e 6 Braço Axial

Fonte – “Adaptado de” Jörnßen Reimpell, 2001, p. 274

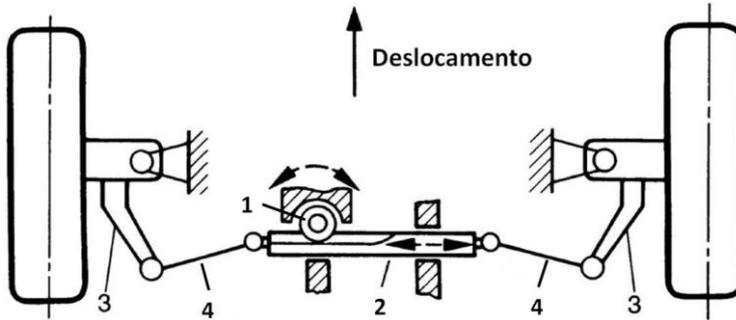


Figura 7 - Vista conexão entre caixa de pinhão e cremalheira com as mangas de eixo onde 1 Pinhão; 2 Cremalheira; 3 Mangas de Eixo e 4 Braços Axiais

Fonte: “Adaptado de” Jörnßen Reimpell, 2001, p. 269

O sistema de Pinhão e Cremalheira apresenta algumas vantagens quando comparado ao sistema com esferas recirculantes:

- a) construção mais simples;
- b) custo reduzido;
- c) limitação de curso de esterçamento mais simples através da limitação do curso da cremalheira;
- d) redução da elasticidade da ligação entre a coluna de direção e as mangas de eixo;
- e) menor presença de folgas;
- f) menor necessidade de espaço.

Porém esse sistema também apresenta algumas desvantagens:

- a) baixa capacidade para absorver perturbações nas rodas, que são notadas pelo condutor em especial em veículos de tração dianteira;
- b) projeto mais complexo quanto a erros de geometria que resultam em perturbação no volante com o curso da suspensão;
- c) ângulo de esterçamento limitado pelo tamanho da cremalheira;

- d) tendência a requerer menor braço de direção na manga, o que resulta em maior esforço para o esterçamento;
- e) aumento do esforço de esterçamento ao longo do curso em manobras com veículo parado;
- f) não pode ser aplicado em suspensões com eixo rígido.

O sistema de direção com pinhão e crema lheira é aplicado a todos os carros de tração dianteira produzidos no Brasil e nos utilitário leve Mitsubishi – L200 Triton.

2.2 Direção automotiva assistida

A fim de reduzir o esforço de esterçamento e permitir relações de transmissão mais diretas entre o volante e a rotação das mangas de eixo, muitos veículos vem apresentando algum sistema de assistência. Mesmo entre os automóveis mais leves, e menos sofisticados onde esse recurso é opcional, a direção assistida vem ganhando participação no mercado brasileiro.

Há basicamente, três tipos de assistência.

2.2.1 Direção automotiva com assistência eletrohidráulica

Sistema provido de bomba de palhetas acionada por motor elétrico, esse sistema permite o controle da assistência em função da velocidade do veículo e do torque oriundo da coluna de direção. Assim quando não é requerida assistência, o sistema pode reduzir a vazão de óleo, o que resulta em redução do consumo energético em relação a um sistema hidráulico convencional.

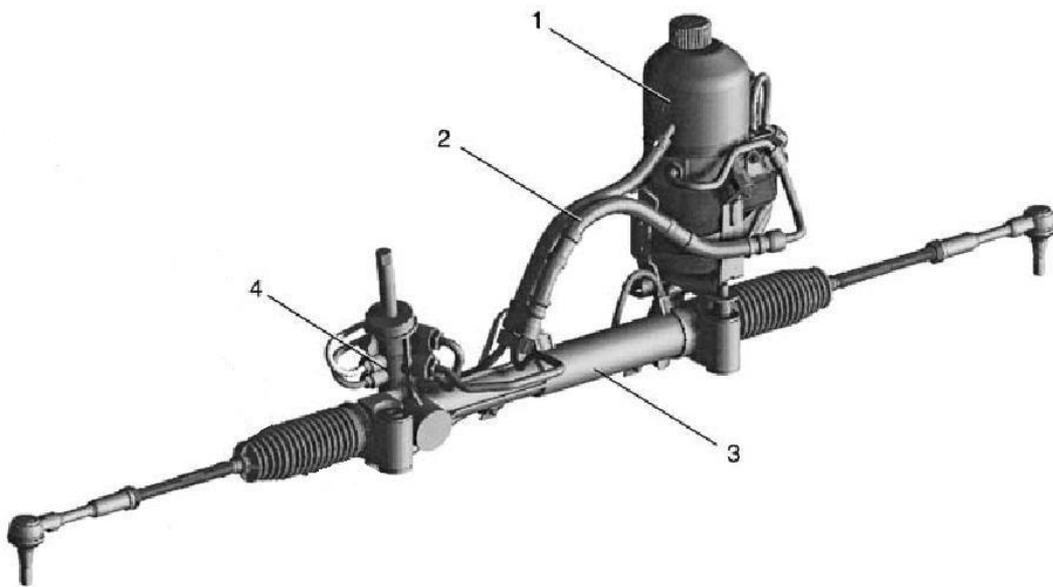


Figura 8 – Sistema Pinhão e Cremalheira com assistência Eletrohidráulica onde 1 Conjunto Bomba/Reservatório/Motor Elétrico; 2 Linhas de Pressão e Retorno; 3 Caixa Pinhão e Cremalheira; 4 Válvula

Fonte: “Adaptado de” Jörnßen Reimpell, 2001, p. 268

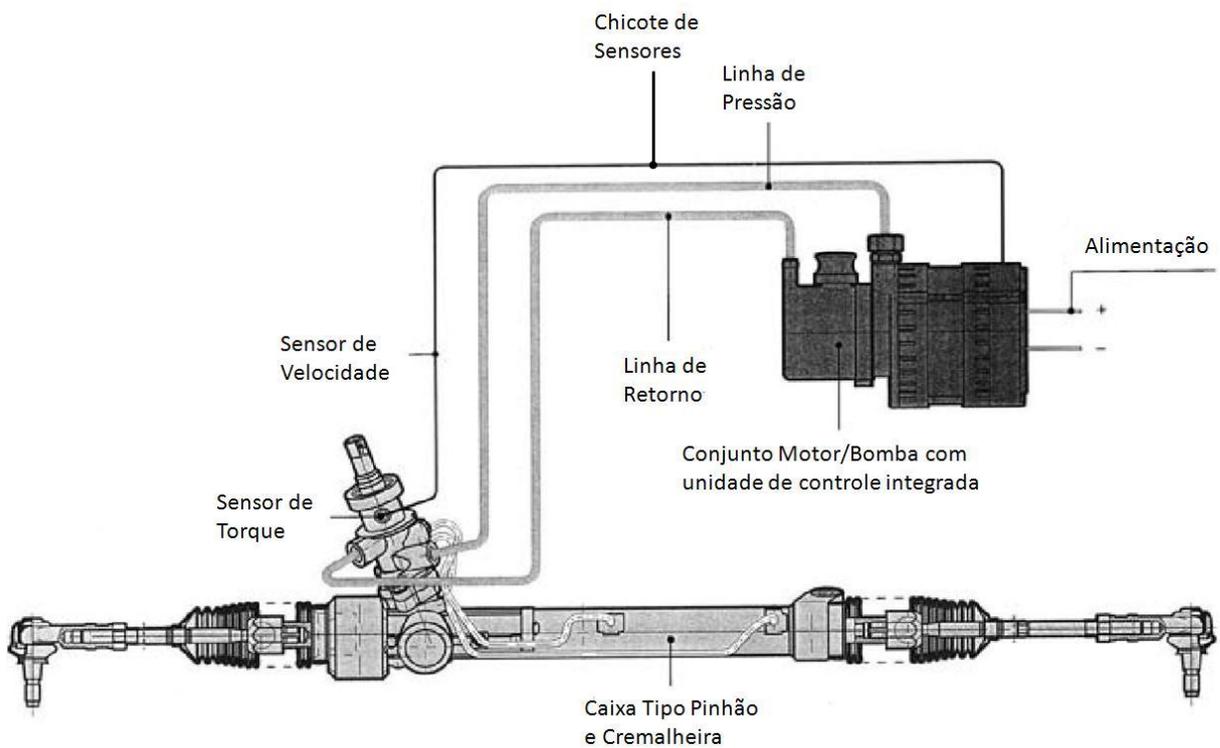


Figura 9 – Vista esquemática Sistema Pinhão e Cremalheira com assistência Eletrohidráulica

Fonte – “Adaptado de” Jörnßen Reimpell, 2001, p. 285

2.2.2 Direção automotiva com assistência elétrica

Nesse sistema a assistência é provida através de um motor elétrico de corrente contínua, com ou sem escovas, ligado em paralelo ao sistema de direção. Esse motor comumente é gerenciado por um mapa, que vincula o torque aplicado pelo condutor a velocidade do veículo, sendo que em algumas aplicações há também atuação no retorno na direção.

Energeticamente, esse sistema apresenta eficiência superior à assistência hidráulica e a assistência eletro hidráulica, pois mesmo havendo perda na conversão de energia mecânica em energia elétrica, esse sistema só consome energia elétrica para assistência quando esta é requerida e na proporção em que for solicitada, limitando o consumo de eletricidade na ausência de esterçamento ao consumo da unidade controladora. Assim, a assistência elétrica comumente não apresenta impacto no consumo de combustível do veículo quando esse é mensurado em dinamômetro de rolo, que é a forma adotada pelo Programa Brasileiro de Etiquetagem, que permite às montadoras, de forma facultativa, a fixação de uma etiqueta ao parabrisa do veículo, indicando seu desempenho em consumo de combustível relativo aos concorrentes do mesmo seguimento.

Porém, cabe aqui uma observação; grande parte da economia de combustível apresentada no dinamômetro não será observada na aplicação do veículo em campo, pois devido a irregularidades da pista, desvios geométricos da suspensão do veículo (seja por produção e ou manutenção) e pela perturbação gerada pelo vento, mesmo o veículo operando em uma trajetória retilínea sobre pavimento em bom estado de conservação, correções de trajetória são eventualmente requeridas, resultando em consumo de energia elétrica que reduz a vantagem energética do sistema elétrico em relação ao hidráulico.

Há três configurações básicas de sistema de direção com assistência elétrica, que são:

2.2.2.1 Direção automotiva com assistência elétrica na coluna de direção.

Nesta configuração o eixo do motor elétrico é acoplado na coluna de direção através de um parafuso sem fim, provendo assistência em paralelo ao momento gerado pelo condutor.

Esse sistema apresenta como vantagem em relação aos demais sistemas com assistência elétrica, a não exposição do motor a poeira, água e calor, pois o mesmo fica alojado no interior do veículo. Porém, apresenta algumas desvantagens, como o aumento da massa da coluna de direção, o que acarreta em maiores cargas na coluna durante colisões, o sistema motor e engrenamento, fica no interior do veículo, favorecendo a percepção de ruídos pelos ocupantes, e por fim, mesmo no projeto de uma nova plataforma, é complicado providenciar espaço para a instalação desse sistema.

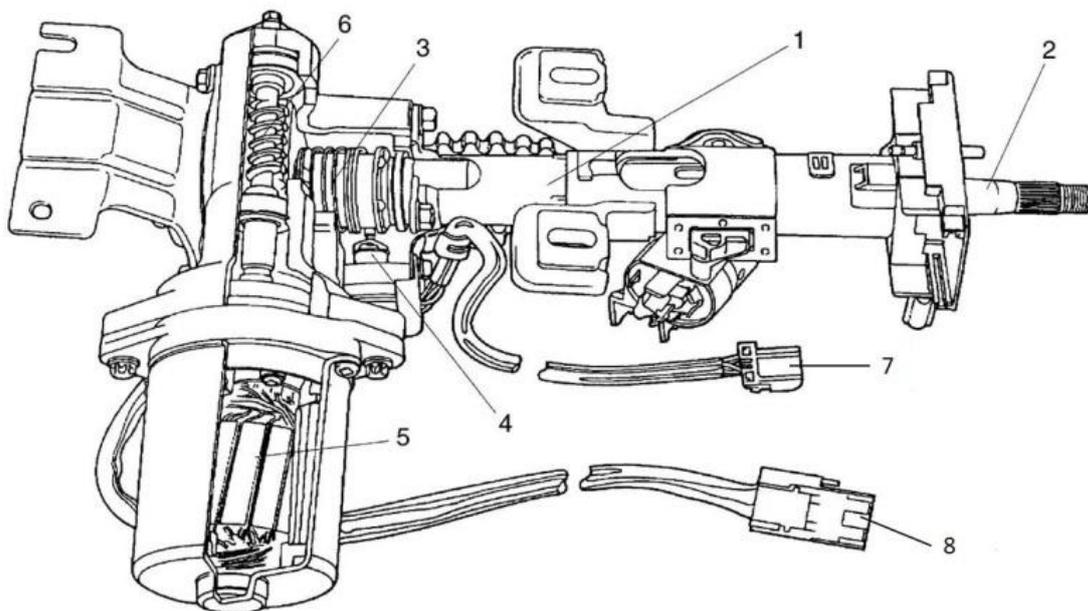


Figura 10 – Sistema com assistência elétrica na coluna de direção onde 1 Coluna de Direção; 2 Barra de Direção; 3 Sensor de Torque; 4 Sensor de posição; 5 Motor Elétrico; 6 Sem Fim; 7 Chicote do Sensores e 8 Chicote de Alimentação do Motor

Fonte: “Adaptado de” Jörnßen Reimpell, 2001, p. 286

2.2.2.2 Direção automotiva com assistência elétrica no pinhão.

Neste sistema o motor elétrico é ligado ao pinhão, também provendo assistência em paralelo ao torque gerado pelo condutor.

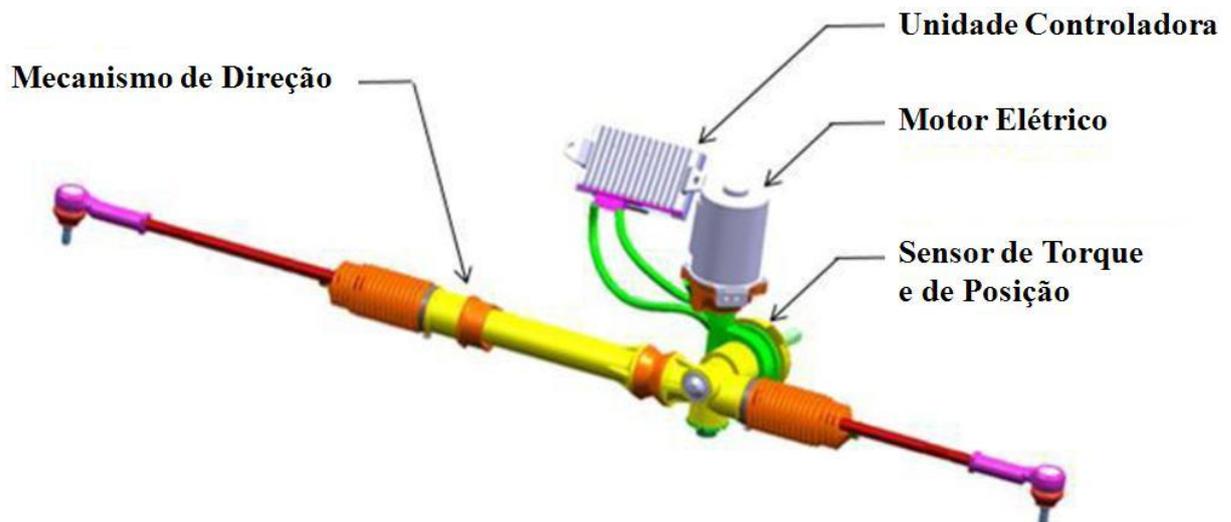


Figura 11 – Sistema com assistência elétrica no pinhão

Fonte: “Adaptado de” Campos, 2010, p. 3

2.2.2.3 Direção automotiva com assistência elétrica na cremalheira.

Nesse sistema o motor elétrico é acoplado a um segundo pinhão. A maior vantagem desse sistema em relação aos demais sistemas de assistência elétrica é justamente a presença desse segundo pinhão, que faz com que a cremalheira tenha mais um ponto de engastamento, não mais permitindo que a mesma atue como uma viga em balanço, eliminando uma das principais fontes de ruído da caixa. Porém essa é a montagem mais onerosa de todas aqui demonstradas, e sua aplicação costuma ser considerada somente para veículos mais sofisticados, ou quando a massa apoiada sobre o eixo dianteiro é mais elevada.

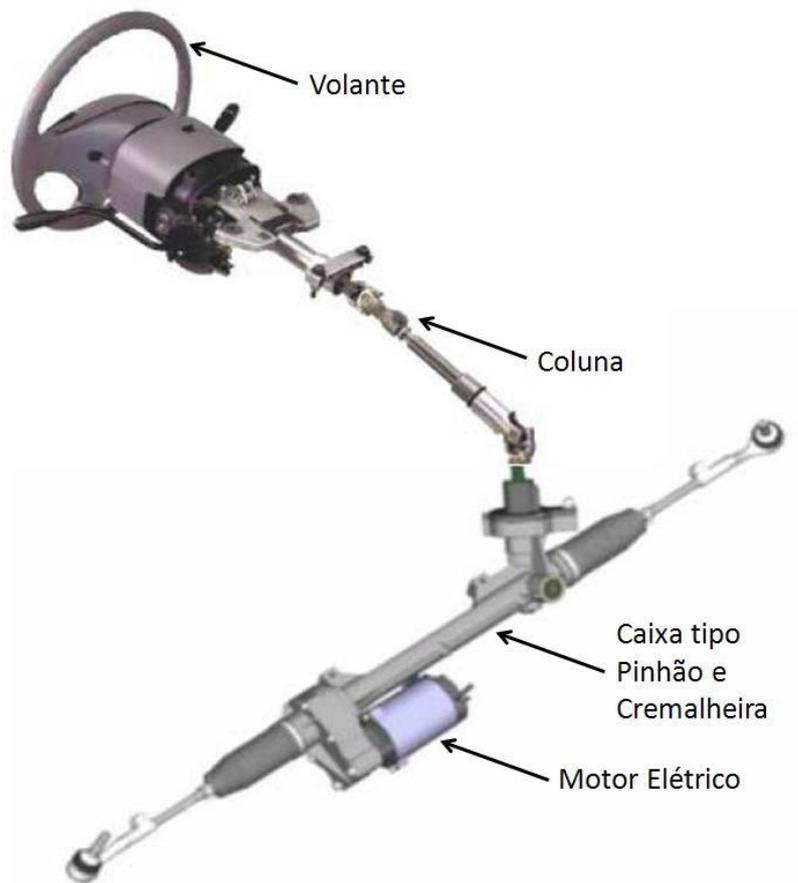


Figura 12 – Sistema com assistência elétrica na cremalheira

Fonte: “adaptado de” Web Site da TRW, 2010

2.2.3 Direção automotiva com assistência hidráulica

A assistência provida por meio hidráulico, impulsionado por bomba de palhetas ligada por correia a Árvore de Manivelas do motor, é o método mais antigo e ainda o mais popular no mercado nacional, mesmo tratando-se do sistema com menor eficiência energética. Esta popularidade ainda se mantém, pois o sistema é o de menor custo entre todos, além de apresentar um bom desempenho quanto à dirigibilidade e de ser uma tecnologia conhecida e com uma forte cadeia de fornecedores locais.

A assistência hidráulica é aplicada a caixas de direção dos tipos Pinhão e Cremalheira e de Esferas Recirculantes, sendo encontrada em veículos automotores desde a linha de passeio até utilitários pesados.

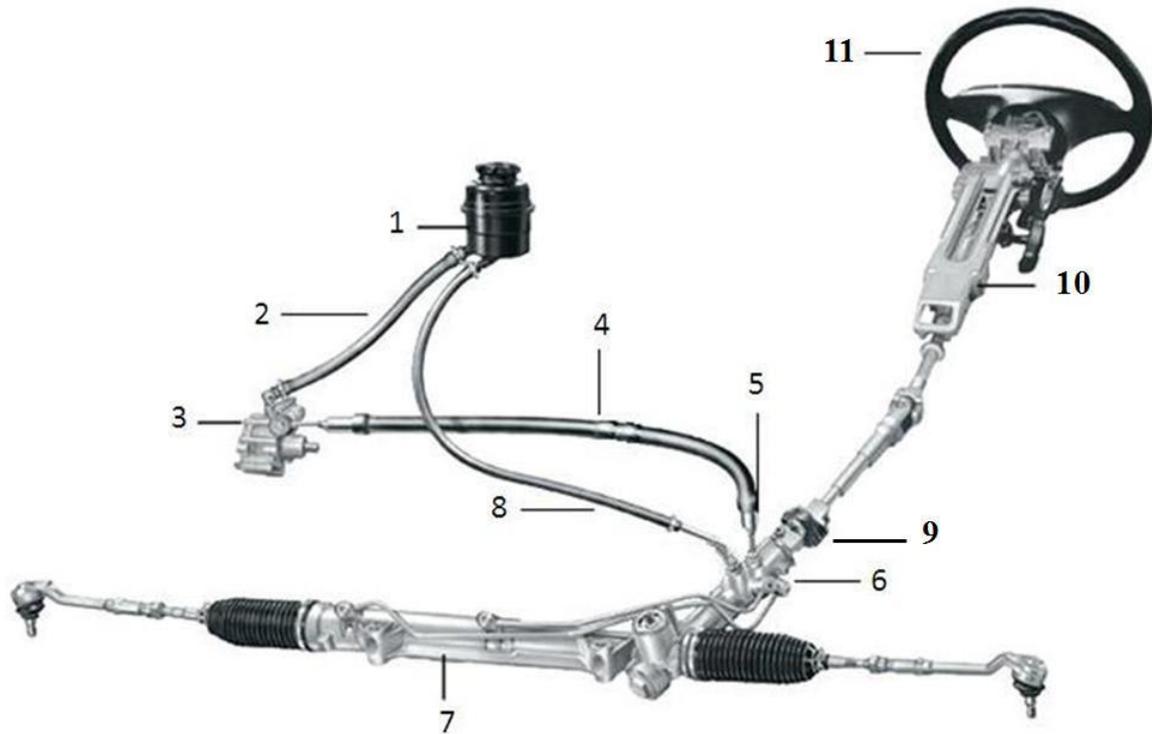


Figura 13 - Vista geral sistema de direção Pinhão e Cremalheira com assistência hidráulica

- 1 – Reservatório**
- 2 – Mangueira de alimentação**
- 3 – Bomba**
- 4 – Mangueira de pressão**
- 5 – Válvula unidirecional**
- 6 – Barra de torção e válvula direcional**
- 7 – Caixa**
- 8 – Mangueira de retorno**
- 9 – Junta elástica**
- 10 – Coluna**
- 11 - Volante**

Fonte: “adaptado de” ZF WEB Site, 2009

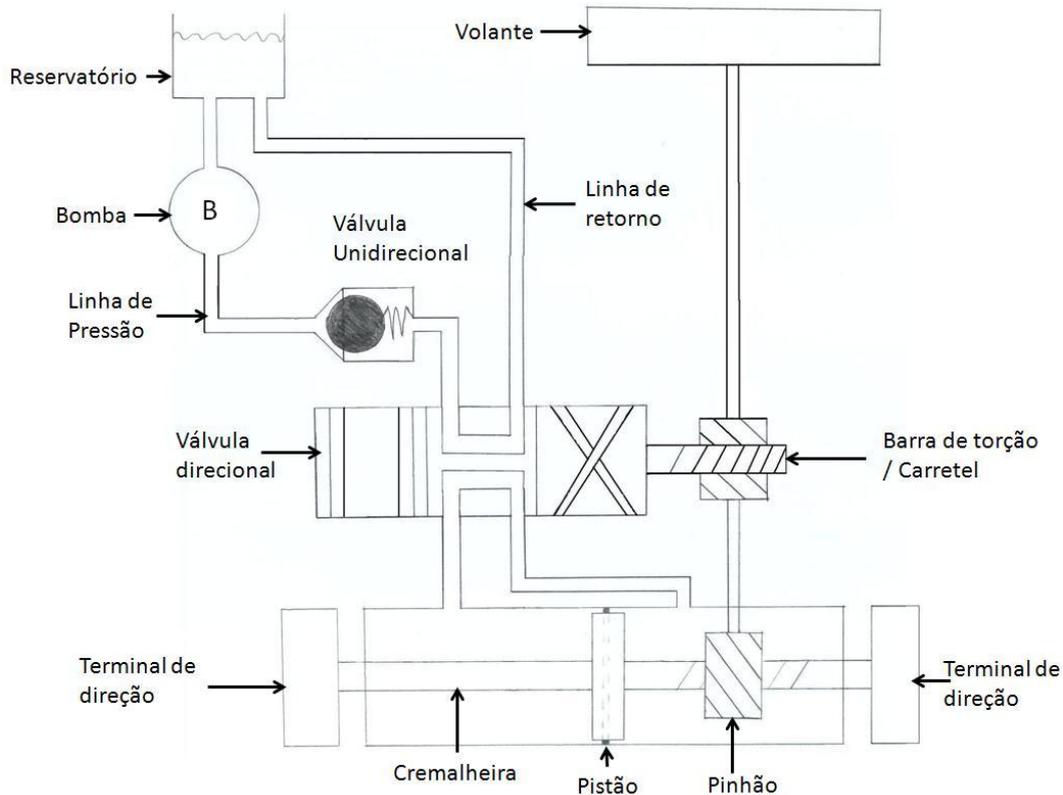


Figura 14 – Vista esquemática do sistema de direção com assistência hidráulica

Fonte: Autor

Segue abaixo relação dos componentes presentes em sistema de direção com assistência hidráulica.

Subsistema reservatório: Usa-se um reservatório de fluido hidráulico, que deve assegurar a manutenção de uma adequada reserva de óleo, esse subsistema é provido de tampa com válvula de alívio a fim de minimizar vazamento de vapor de óleo e permitir a entrada de ar, pois comumente é aberto a atmosfera. Em algumas aplicações há também na entrada do reservatório, ao final da linha de retorno, a instalação de uma válvula restritora, sendo essa basicamente um furo calibrado afim de minimizar o ruído relacionado ao escoamento do fluido.

Subsistema bomba: Em geral, são empregadas Bombas de palhetas com válvula de alívio, por se tratar de bomba com baixo vazamento interno, assemelhando-se a uma máquina de deslocamento positivo. Assim, faz-se necessária uma válvula de alívio com pressão máxima de funcionamento ajustada de acordo com a assistência máxima requerida que, para veículos de passeio, comumente é estabelecida abaixo de 10 MPa. Há também bombas com

deslocamento (vazão/rotação) variável em função da rotação. Porém devido ao seu alto custo não são comumente aplicadas. Assim serão abordadas somente as bombas com deslocamento constante.

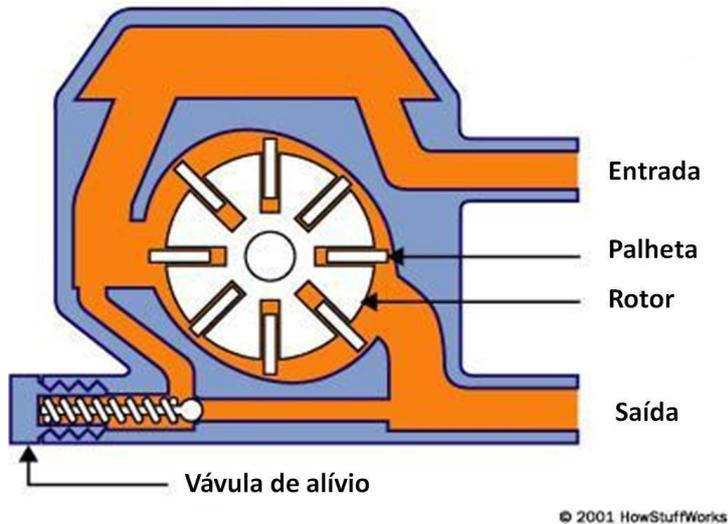


Figura 15 - Bomba

Fonte: “adaptado de” How Stuff Works web site, 2010

As bombas de deslocamento constante apresentam baixo vazamento interno, e assim faz-se necessário limitar a vazão, que do contrário, quando relacionada vazão à rotação, apresentaria uma reta com coeficiente de inclinação angular proporcional ao deslocamento da bomba, como apresentado abaixo.

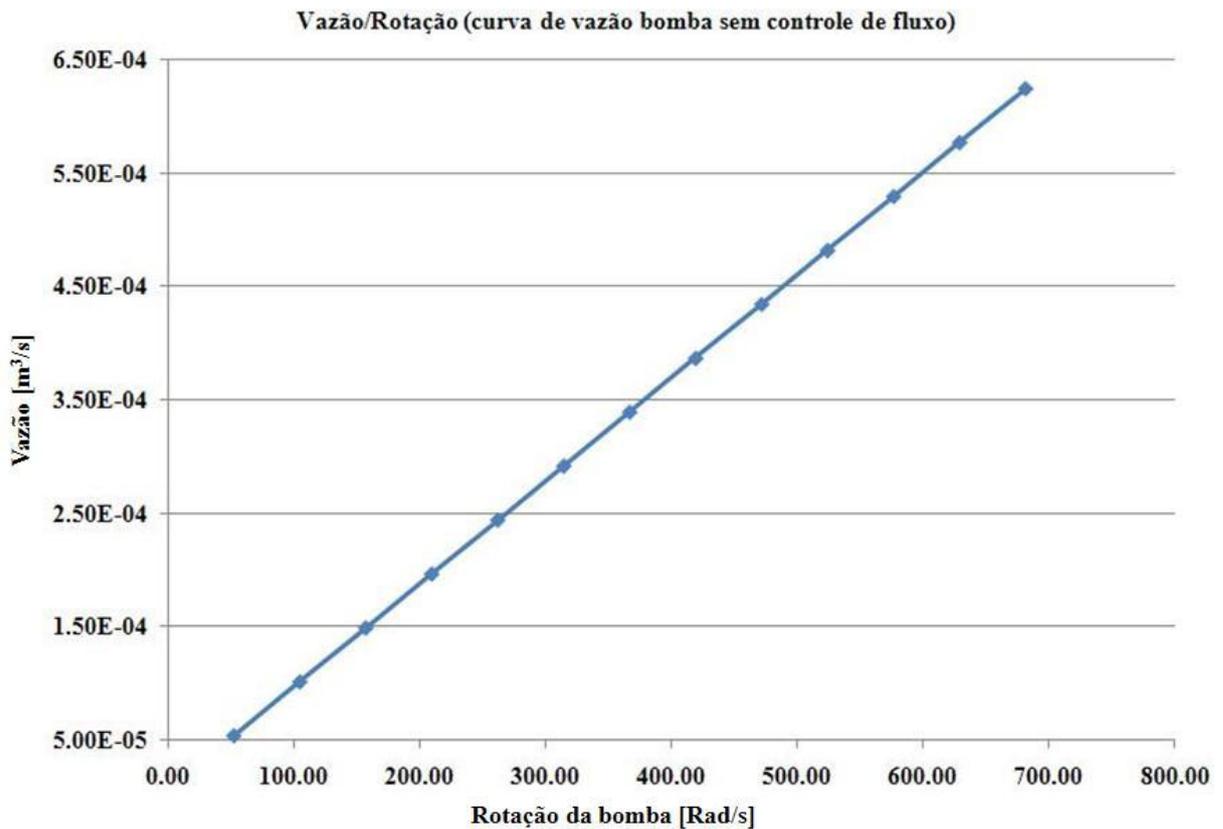


Figura 16 - Curva de vazão em relação a rotação para bomba de deslocamento constante e sem válvula de controle de vazão.

Fonte: Autor

Esse controle pode ser feito através de válvula com acionamento elétrico ou mecânico, que redireciona parte da vazão de óleo para a entrada da bomba. Quando se utiliza acionamento elétrico, é possível calibrar a curva de vazão na saída da bomba com a velocidade do veículo e quando esta válvula é atuada mecanicamente, só se pode calibrar a curva de vazão na saída da bomba, em função do comportamento dinâmico do fluido em seu interior, comportamento esse diretamente relacionado a rotação no eixo. No mercado brasileiro, as bombas com válvulas atuadas mecanicamente são predominantes. Dessa maneira trataremos somente desse tipo de sistema.

Válvulas atuadas mecanicamente apresentam, devido à sua construção, dois tipos de curva de vazão em função da rotação, que são conhecidas como Fluxo Constante e Fluxo Variável. A escolha do tipo de curva de vazão e seus valores é uma questão de calibração do sistema de direção, onde se consideram a vazão mínima requerida e a assistência desejada, além do impacto em consumo de combustível.

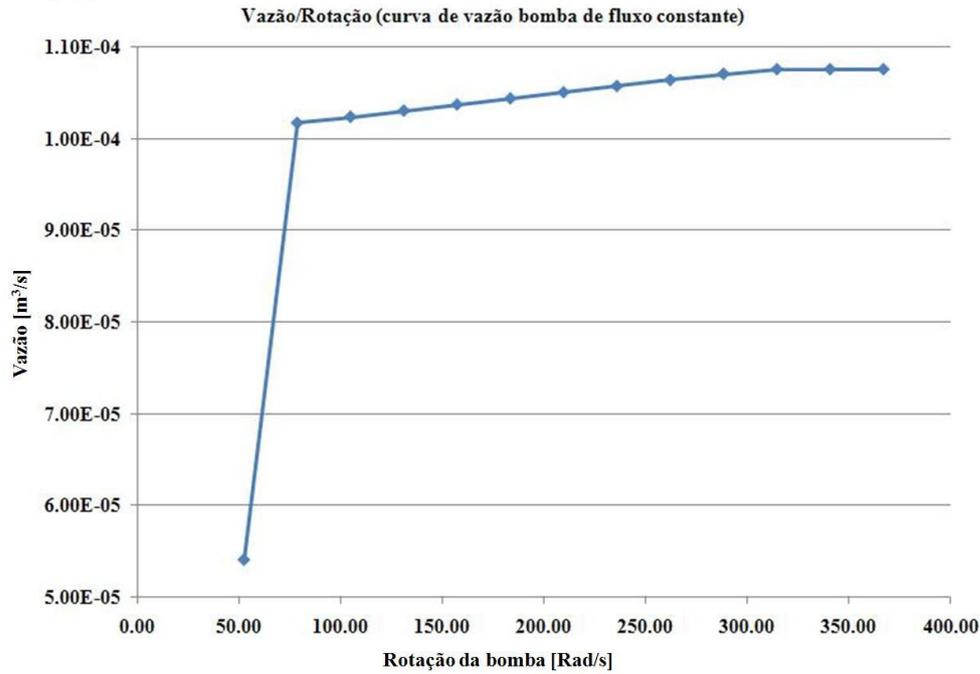


Figura 17 - Curva de vazão em relação a rotação para bomba de deslocamento constante com fluxo constante.

Fonte: Autor

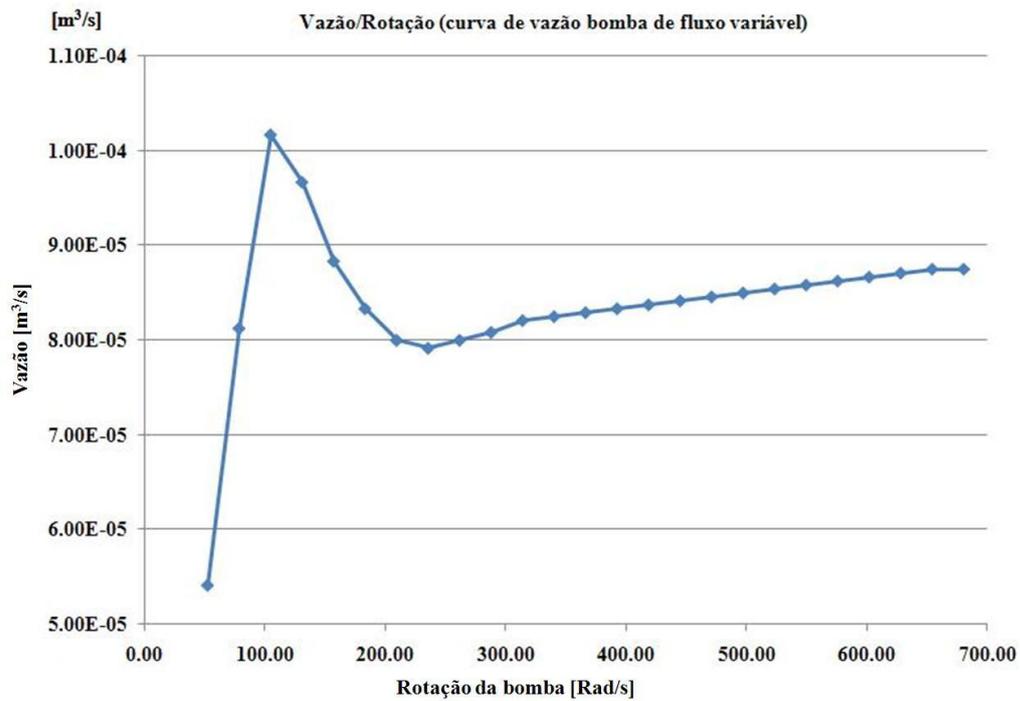


Figura 18 - Curva de vazão em relação a rotação para bomba de deslocamento constante com fluxo variável.

Fonte: Autor

Subsistema mangueira de alimentação: Esse componente é solicitado mecanicamente pela pressão do óleo, termicamente pela temperatura do óleo e do ambiente, além da solicitação química sobre o composto de borracha e corrosiva sobre a tubulação metálica. A mangueira tem de apresentar parte de sua construção em compósito de camadas de borracha reforçada com camadas de cordonéis, a fim de assegurar flexibilidade, já que, há movimento relativo entre a bomba e a estrutura do veículo, posto que a mesma é engastada ao motor que vibra e rola no curso dos coxins. Também cabe a esse segmento de borracha absorver parte da vibração transmitida ao óleo pela bomba, que de outra forma resultaria em ruído. Esta característica flexível da mangueira é definida pela capacidade de expansão volumétrica da mesma em função da pressão.

Subsistema válvula unidirecional: A válvula unidirecional de esfera, será abordada em maiores detalhes ao longo do trabalho. Essa válvula tem como função principal a retenção do óleo em contra fluxo que é impulsionado pelo pistão da caixa, quando o pneu do veículo transpõem uma irregularidade no piso que force sua mudança de trajetória. Como apresentado em 2.1.4, os sistemas de direção de pinhão e cremalheira apresentam baixa capacidade de amortecimento, assim ao longo das últimas décadas, esse componente vem sendo utilizado para minimizar pulsos de vibração no volante.

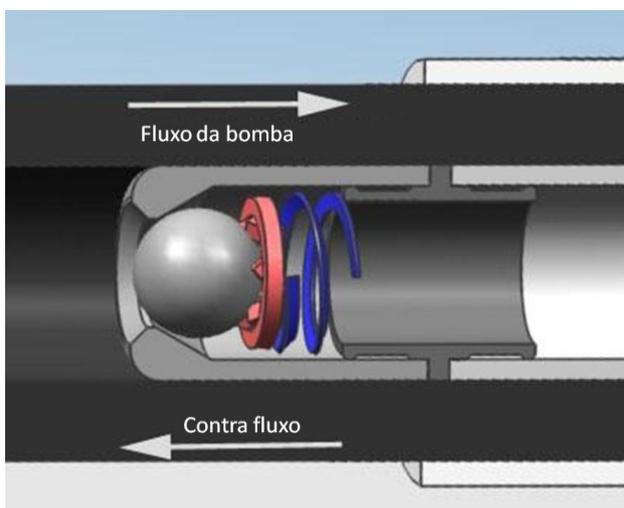


Figura 19 – Válvula Unidirecional

Fonte: Autor

Subsistema barra de torção e válvula direcional: A válvula direcional rotativa de centro aberto, quando centrada, tem a interligação entre os canais de alimentação, retorno, conexão com a face esquerda e com a face direita do pistão abertas simultaneamente, resultando em equilíbrio de forças entre as faces do pistão e no retorno do óleo para o reservatório. Seu princípio de funcionamento é equivalente ao de uma válvula direcional de centro aberto de carretel.

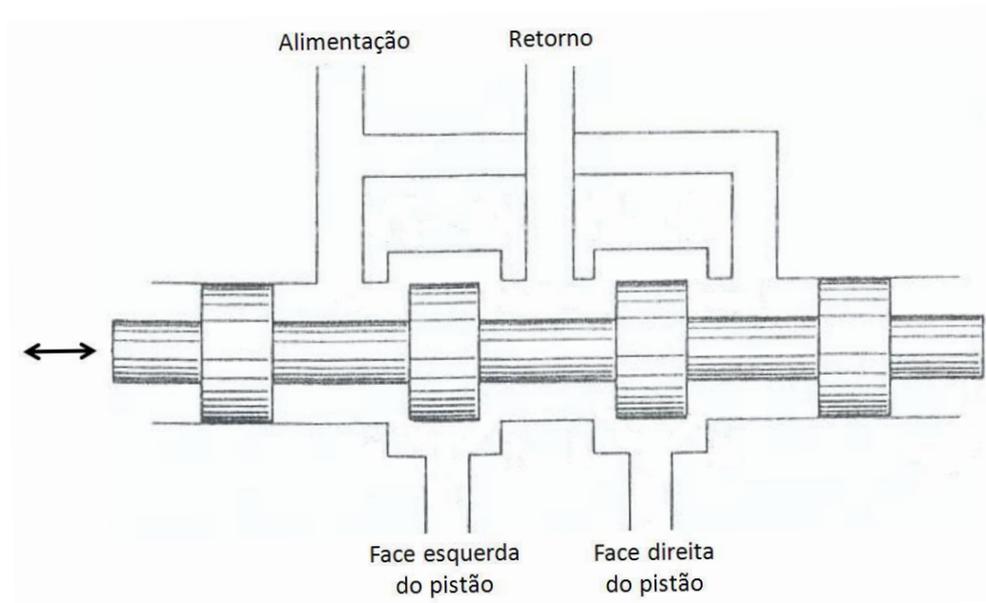


Figura 20 – Representação esquemática de válvula direcional de centro aberta

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 95

Em sistemas automotivos, a válvula direcional é acionada pela barra de torção ligada a barra de direção que transmite o torque do volante à válvula direcional. Essa característica de construção é a razão pela qual se utiliza válvula rotativa, que ao apresentar rotação relativa entre a parte interna e externa, direciona o óleo pressurizado pela combinação dos furos de passagem, para a face selecionada do pistão, transmitindo potência e direcionando o óleo presente do lado oposto ao reservatório.

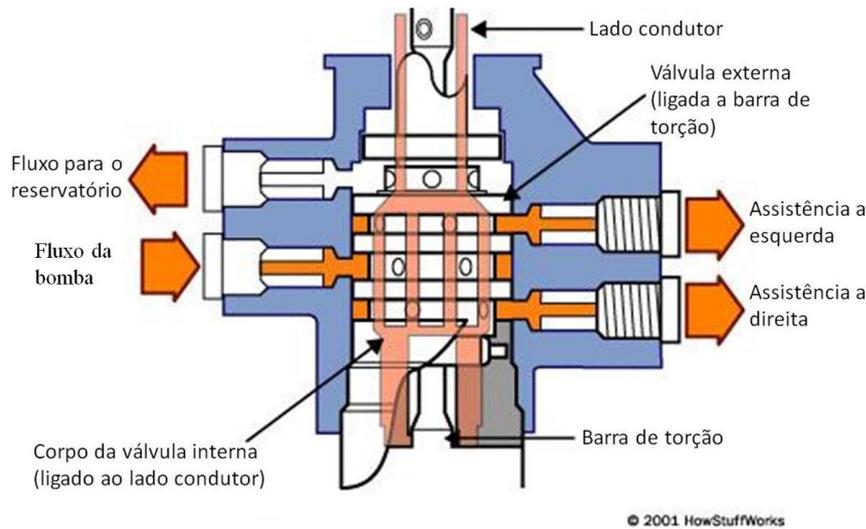


Figura 21 – Barra de torção e válvula direcional

Fonte: “adaptado de” How Stuff Works web site, 2010

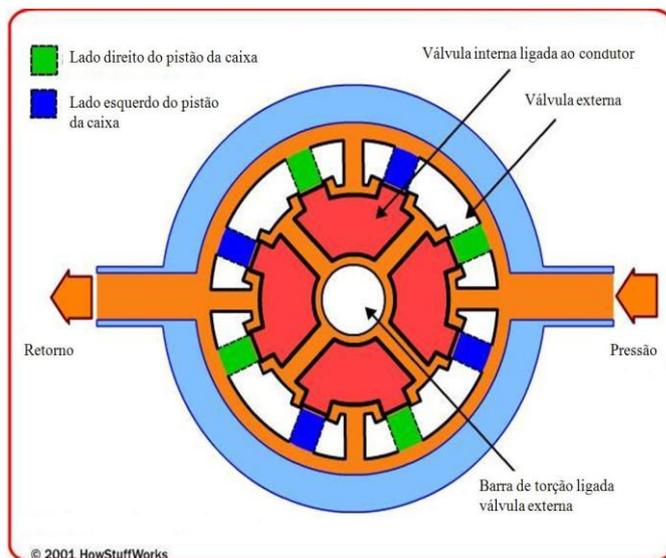


Figura 22 – Válvula direcional

Fonte: “adaptado de” How Stuff Works web site, 2010

O movimento relativo entre as válvulas interna e externa é determinado pela rigidez da barra de torção, sendo esta responsável pela proporcionalidade entre o torque de acionamento originado pelo condutor e a assistência hidráulica gerada pela diferença de pressão entre as faces do pistão. Tal rigidez também se apresenta como uma variável de calibração, e a relação final do sistema entre torque de acionamento e assistência, costuma ser descrita na forma de curva como exemplificado na figura 23, na próxima página.

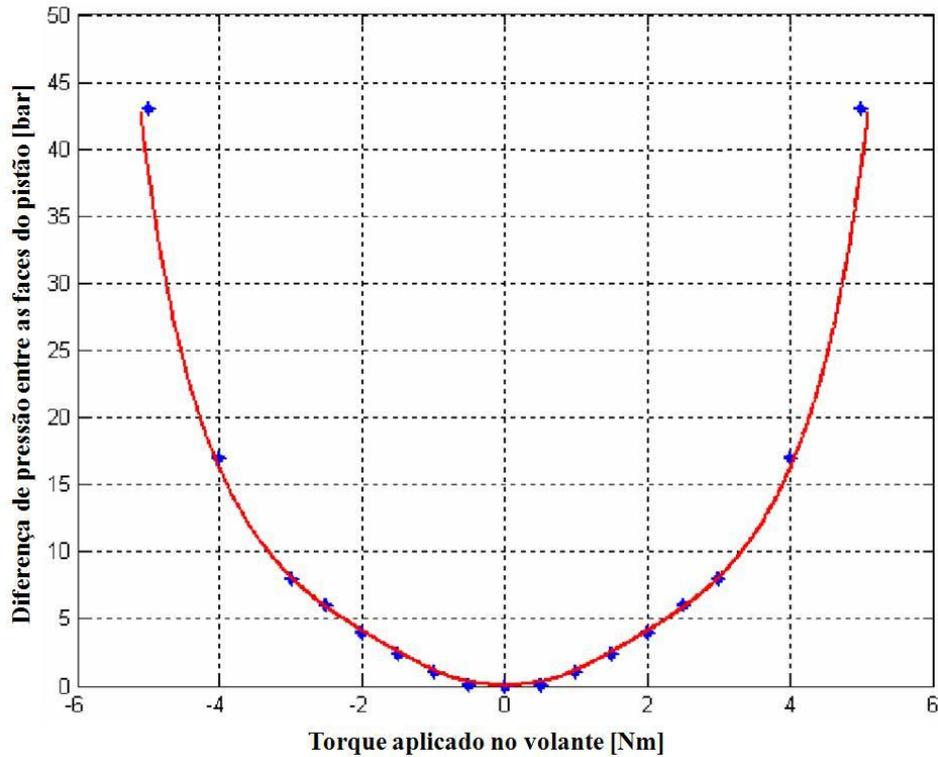


Figura 23 – Curva de assistência em função do torque aplicado pelo condutor

Fonte: “adaptado de” Manfred Harrer, 2005, p. 7

Subsistema caixa: Caixa de direção do tipo pinhão e cremalheira com assistência hidráulica gerada pela diferença de pressão do óleo entre os lados do pistão. O correto posicionamento dos terminais da caixa que são ligados aos braços axiais e que por sua vez são ligados as mangas de eixo é fundamental para minimizar erros de geometria que também geram perturbações no sistema, como apresentado por Jörnßen (2001).

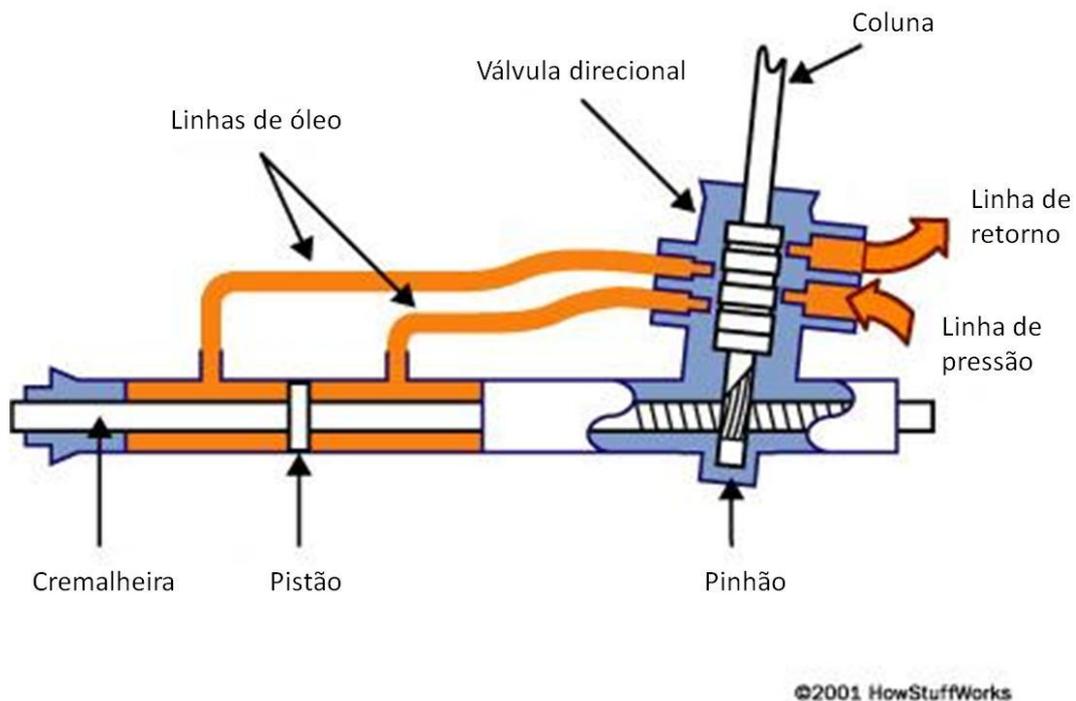


Figura 24 – Caixa de direção

Fonte: How Stuff Works web site, 2010

Subsistema junta elástica: Junta elástica que interliga a caixa a coluna de direção a fim de absorver vibração, sendo esta também um elemento de calibração, onde a curva de compressão do elastômero, deve manter um adequado equilíbrio entre absorção de vibração e o acionamento do sistema de direção com baixa deformação elástica, afim de não prover significativo atraso entre a rotação do volante e o acionamento da caixa.



Figura 25 – Junta elástica

Fonte: Autor

Subsistema coluna: Esse sistema é responsável pela fixação da barra de direção ao veículo, sendo a barra responsável pela ligação entre a caixa de direção e o volante. Comumente conta com a presença de dispositivos de ajuste tanto de altura quanto de profundidade, assim como de sistema, sendo que a fixação ao veículo deve levar em consideração os modos de vibração do sistema em relação às acelerações às quais a mesma é submetida, considerando-se a massa do volante e eventualmente a massa da bolsa de ar, a fim de evitar ressonância. Também é preciso considerar o modo de deformação em colisões, em especial o correto colapso da junta telescópica.



Figura 26 – Coluna

Fonte: NSK web site, 2009

2.3 Propriedades do fluído

As grandezas físicas que descrevem as propriedades do fluído em relação a densidade e a viscosidade, são grandezas universais, porém a simbologia aplicada a cada grandeza varia de autor para autor. Nesse trabalho será adotado o padrão aplicado por Merritt no clássico livro Hydraulic Control Systems (1967), a fim de permitir uma direta aplicação dos modelos por ele apresentado. Os modelos originários de demais fontes bibliográficas ou elaborados pelo autor serão adaptados a esse padrão.

Densidade absoluta é definida como sendo a massa presente em um determinado volume. Representada pela letra γ com dimensão no S.I. $[\frac{Kg}{m^3}]$.

Densidade mássica como representado por Merritt (1967), não será definida como sendo a força peso exercida pela massa presente em um determinado volume, mas como sendo a densidade absoluta dividida pela aceleração da gravidade. Representada pela letra ρ com dimensão no S.I. $[\frac{\text{Kg.s}^2}{\text{m}^4}]$ descrita como:

$$\rho = \frac{Y}{g} \quad (1)$$

Viscosidade absoluta é a representação da resistência interna do fluido ao escoamento. Representada pela letra μ com dimensão adaptada da apresentada por Merritt (1967) no S.I. $[\frac{\text{Kg.s}}{\text{m}^2}]$.

Viscosidade cinemática é a relação entre a viscosidade absoluta e a densidade mássica. Representada pela letra ν . Grandeza essa que quando descrita com a simbologia e com as unidades descritas por Merritt (1967) resulta na dimensão usual no S.I. $[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}]$:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2)$$

Número de Reynolds é um coeficiente da relação entre força viscosa e a força de inércia que atuam no escoamento, onde baixo número de Reynolds representa um predomínio das forças viscosas; já um número elevado o predomínio da forças de inércia. Representado por Re e adimensional. Para escoamento ocorrendo no interior de dutos circulares, o número de Reynolds pode ser definido como:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} \quad (3)$$

Onde:

D_h = diâmetro hidráulico

u = velocidade média do fluido

2.4 Força de arrasto gerada pelo escoamento em torno de uma esfera

A força aplicada por um fluido que escoar em regime permanente sobre a superfície de uma esfera (F_R) é modelada como proposto por Halliday (1996) em função da área da seção transversal da esfera (A_e), da densidade absoluta do fluido (γ), da velocidade média de escoamento do fluido no entorno (u) e do coeficiente de arrasto (C_a) definido em função do número de Reynolds (Re).

$$F_R = \frac{1}{2} \cdot C_a \cdot \gamma \cdot A_e \cdot u^2 \quad (4)$$

Sendo:

Para $Re < 1$

$$C_a = \frac{24}{Re} \quad (5)$$

Para $10^3 < Re < 10^5$

$$C_a = 0,5 \quad (6)$$

2.5 Potência requerida pela bomba

A energia hidráulica absorvida pelo sistema de assistência ao esterçamento é composta por duas componentes, o trabalho realizado na forma de diferença de pressão entre as faces do pistão da caixa ao longo do esterçamento e energia transmitida ao fluido na forma de incremento na entropia ou simplesmente energia térmica que é percebida mais facilmente como aumento na temperatura. A potência hidráulica (W) no sistema de direção automotivo provida pela bomba é determinada pelo gradiente de pressão entre a entrada e a saída da mesma (ΔP) multiplicado pela vazão volumétrica (Q) e dividida pelo rendimento da bomba (η). Assim, todo incremento de pressão que não culmine na realização de trabalho, como a pressão consumida na perda de carga, será, por definição, perda energética do sistema, que acarretará em aumento do trabalho a ser realizado pelo motor e conseqüentemente no aumento do consumo de combustível.

$$W = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta} \quad (7)$$

2.6 Perda de carga gerada pela presença de uma esfera no interior de um tubo

Todo fluido submetido a escoamento apresenta redução de pressão devido a resistência gerada pela viscosidade. Esta redução é mais significativa onde há alteração da geometria do duto de passagem, como quando o fluido é impelido na válvula unidirecional através da folga entre a esfera e seu alojamento, que será aproximado pela perda de carga gerada por um cilindro no interior de um tubo. Essa diferença de pressão, que será denominada de ΔP_e , entre as faces da esfera será modelada com base no modelo apresentado por Merritt (1967), como apresentado abaixo:

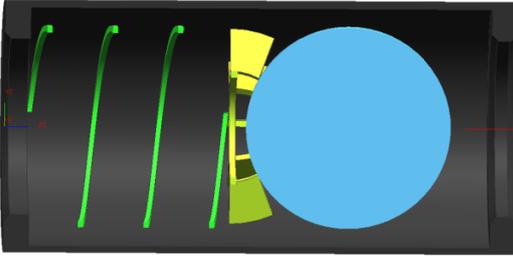


Figura 27 – Vista em corte da válvula unidirecional

Fonte: Autor

$$Q = \frac{\pi \cdot r_t \cdot c^3}{6 \cdot \mu \cdot L} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{e}{c} \right)^2 \right] \cdot \Delta P_e \quad (8)$$

Q é a vazão; r_t é o raio interno do tubo; c a folga entre a esfera e o tubo; e é a excentricidade no posicionamento da esfera em relação a linha de centro; μ é a viscosidade absoluta e ΔP_e é a perda de carga.

2.7 Perda gerada pela passagem de fluido por um orifício

Singularidades na geometria no interior do conduto, onde ocorre o escoamento, são usualmente trechos onde ocorre a maior variação de pressão relacionada à perda de carga (ΔP), por unidade de comprimento (L).

O regime do escoamento pode ser definido como escoamento em regime laminar ou em regime turbulento, como abordado por Merritt (1967).

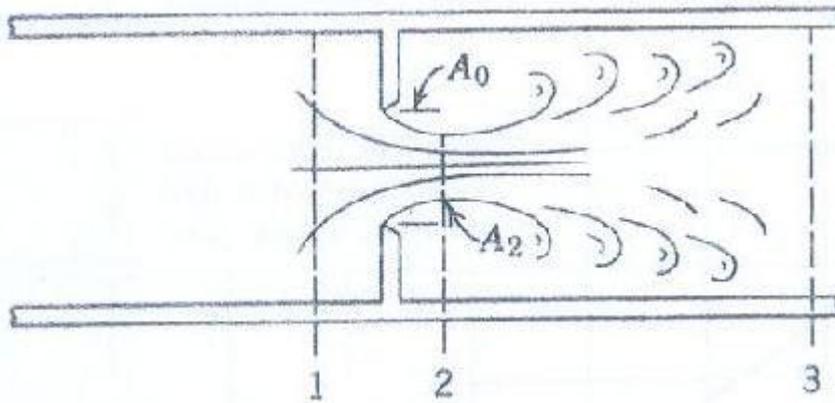


Figura 28 – Regime turbulento na passagem de um fluido por um orifício

Fonte: Hebert E. Merritt, 1967, p. 40

O escoamento ao transpor orifícios ou válvulas, se dá quase sempre em regime turbulento. Esse pode ser descrito inicialmente pelo modelamento confeccionado com o auxílio da equação de Bernoulli, que será complementado através de coeficiente empírico.

Como apresentado na figura acima, a área formada pelo jato (A_2) é menor que a área do orifício (A_0), devido a inércia do fluido. O ponto onde ocorre a menor área é chamada de *vena contracta*, a relação entre essas áreas é definida através de coeficiente (C_c).

$$A_2 = C_c \cdot A_0 \quad (9)$$

Aplicando inicialmente o conceito de conservação da energia, entre os pontos 2 e 3 da figura 28, permite admitir que a pressão apresentada pelo fluido no ponto 2 será equivalente a pressão no ponto 3, ao considerar também que o escoamento ocorre sem adição ou transferência de calor (h) e ou trabalho (W).

$$\sum W_2 h_2 = \sum W_3 h_3 \quad (10)$$

Aplicando a equação de Bernoulli, considerando que não há diferença de altura entre os pontos 1 e 2 em relação ao solo e que a vazão é constante. É possível relacionar as velocidades (u) e pressões (P) apresentadas nos pontos.

$$u_2^2 - u_1^2 = \frac{2}{\rho} (P_1 - P_2) \quad (11)$$

Como não há variação na vazão, o produto da área de passagem (A) com a velocidade do escoamento (u) será constante em todos os pontos.

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 = A_3 u_3 \quad (12)$$

Aplicando (12) em (11).

$$u_2 = \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]^{-1/2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_1 - P_2)} \quad (13)$$

Porém devido à fricção relativa a viscosidade, parte da energia cinética será convertida em calor, fazendo com que a velocidade do jato (u_2) seja inferior a modelada em (13). A correção é feita com a utilização de um fator empírico, denominado de coeficiente de descarga (C_d).

$$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot C_d^2 \cdot A_0^2} \quad (14)$$

Sendo C_d :

a) para;

$$\frac{D_h \cdot Re}{L} > 50 \quad (15)$$

$$C_d = \left[1,5 + 13,74 \cdot \left(\frac{L}{Re} \right)^{1/2} \right]^{-1/2} \quad (16)$$

b) para;

$$\frac{D_h \cdot Re}{L} < 50 \quad (17)$$

$$C_d = \left(2,28 + 64 \cdot \frac{L}{Re} \right)^{-1/2} \quad (18)$$

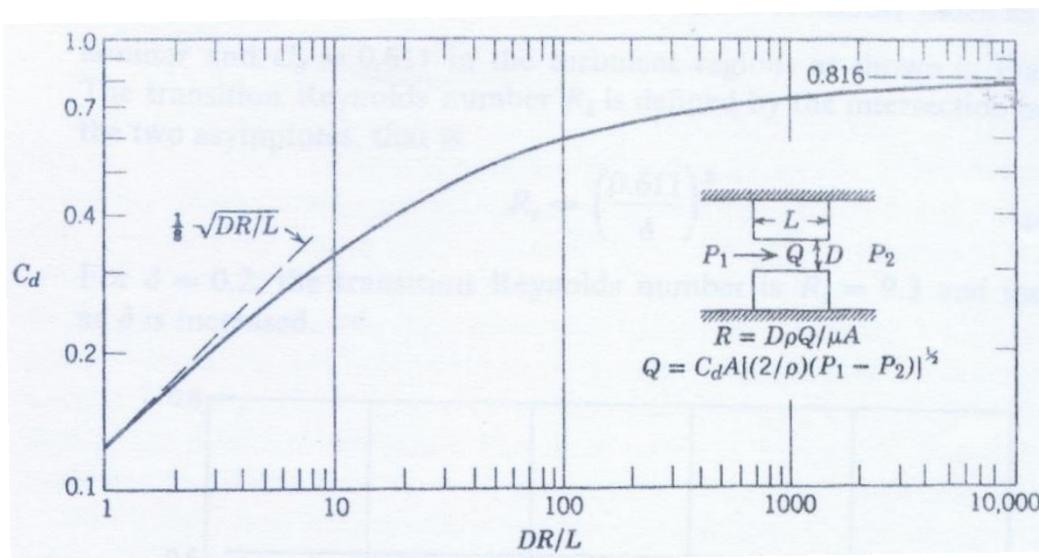


Figura 29 – Coeficiente de descarga em função da geometria do orifício e do número de Reynolds

Fonte: Hebert E. Merritt, 1967, p. 43

2.8 Descontinuidade na alimentação provida pela bomba

Para todos os efeitos, a vazão fornecida pela bomba será considerada constante, pois sua construção em aplicação automotiva no mercado local apresenta comumente 10 palhetas que formam 9 câmaras (configuração adotada por três dos maiores fabricantes de bombas locais), sendo que a saída é maior que a espessura das palhetas. Assim, boa parte do tempo, temos duas câmaras gerando vazão simultaneamente sobre a saída. Essa característica, associada a atuação da válvula de controle de vazão localizada na saída da bomba e associada também a elasticidade da mangueira de borracha, fazem com que a vazão efetiva imputada ao sistema, observada a partir da válvula unidirecional, e, conseqüentemente, a pressão gerada pela resistência ao fluxo, possam ser consideradas constantes.

2.9 Efeito mola resultante da rigidez do fluido combinada a rigidez do sistema

Não somente os gases, mas também líquidos, são fluidos compressíveis, e comportamento semelhante também será apresentado pelo invólucro onde está contido o meio fluido, invólucro que com o aumento da pressão se expandirá. Essa compressibilidade do meio, contribui para que o efeito mola do sistema seja alterado, resultando no que será considerado na prática como módulo de elasticidade efetiva ou *bulk modulus*. Esse comportamento será modelado em função da variação do volume (ΔV_t), gerada pela variação da pressão (ΔP), em relação ao volume total (V_t), como apresentado por Merritt (1967).

Sistemas automotivos são por característica sistemas hidráulicos de baixa pressão, que comumente tem pressão máxima de trabalho limitada a 10 MPa (baixa pressão quando comparados a sistemas industriais que comumente atuam na ordem de 30 MPa), sendo essa grandeza de pressão na ordem de 10 MPa atingida somente quando há presença de barreira ao esterçamento da roda. Quando do veículo em trajetória retilínea, sem a atuação da assistência hidráulica, o gradiente de pressão fica limitado à perda de carga geral do sistema na ordem de 0,2 MPa a 0,5 MPa, tornando comum a presença de ar no óleo, resultando em uma mistura de óleo com uma pequena, mas relevante presença de ar e ou vapor de óleo. Assim o volume total (V_t), é o volume de óleo (V_o), mais o volume da fração gasosa da mistura (V_g).

$$V_t = V_o + V_g \quad (20)$$

Considerando um sistema fechado, submetido a pressão provinda pelo deslocamento de um pistão, tanto o óleo quanto a fração gasosa ocupam um volume menor, enquanto o invólucro estanque que contém a mistura, se expande.

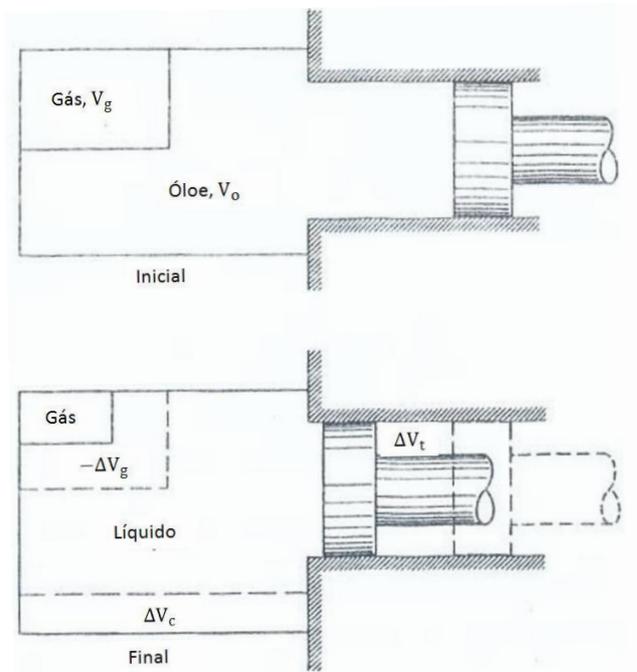


Figura 30 – Representação esquemática da variação do volume em função da compressão

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 15

A variação do volume total (ΔV_t) é caracterizada como a somatória da variação do volume ocupado pela fração gasosa (ΔV_g), acrescida da variação do volume ocupado pelo óleo (ΔV_o) e da variação do volume interno do invólucro onde o meio fluido está contido (ΔV_c).

$$\Delta V_t = -\Delta V_g - \Delta V_o + \Delta V_c \quad (21)$$

Sendo que o módulo de elasticidade efetiva do sistema (β_e), pode ser definido pela resistência a variação do volume de cada um dos componentes do sistema, em função da variação da pressão.

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{V_g}{V_t} \cdot \left(- \frac{\Delta V_g}{V_g \cdot \Delta P} \right) + \frac{V_o}{V_t} \cdot \left(- \frac{\Delta V_o}{V_o \cdot \Delta P} \right) + \left(\frac{\Delta V_c}{V_t \cdot \Delta P} \right) \quad (22)$$

Ou simplesmente, resistência a variação do volume total (ΔV_t) em função da variação da pressão (ΔP) e do volume total inicial (V_t).

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{\Delta V_t}{V_t \cdot \Delta P} \quad (23)$$

Sendo o módulo de elasticidade total do sistema (β_e), dependente da elasticidade do óleo (β_o), da elasticidade do invólucro (β_c) e da elasticidade do gás (β_g), o módulo de elasticidade efetiva é resultante da somatória de todas as elasticidades do sistema, que agem como molas em série; assim:

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_o} + \frac{V_g}{V_t} \cdot \frac{1}{\beta_g} \quad (24)$$

O módulo de elasticidade do óleo (β_o) é uma característica específica do óleo selecionado e seu valor é definido empiricamente e fornecido pelo fabricante. Já o módulo do invólucro (β_c), que nesse estudo tem a forma de um tubo, será definido em função da espessura da parede e do módulo de elasticidade do material como apresentado abaixo:

$$\beta_c = \frac{t \cdot E}{D_c} \quad (25)$$

Sendo o módulo de elasticidade do gás (β_g) para condição de compressão adiabática, definido pelo calor específico a pressão constante (C_p) e pelo calor específico a volume constante (C_v), além da pressão do meio (P).

$$\beta_g = \frac{C_p}{C_v} \cdot P \quad (26)$$

2.10 Válvula direcional

Válvulas direcionais são dispositivos que comutam o escoamento através de atuação mecânica, onde segundo Merritt (1967) ao atuar sobre o escoamento, exerce influência sobre a movimentação da válvula, fazendo com que a atuação da válvula não possa ser admitida como dispositivo de atuação imediata e independente do escoamento.

Válvulas direcionais do tipo carretel apresentam, como característica de maior relevância, a definição do escoamento direcionado pela translação do carretel, representado pela curva de ganho de vazão.

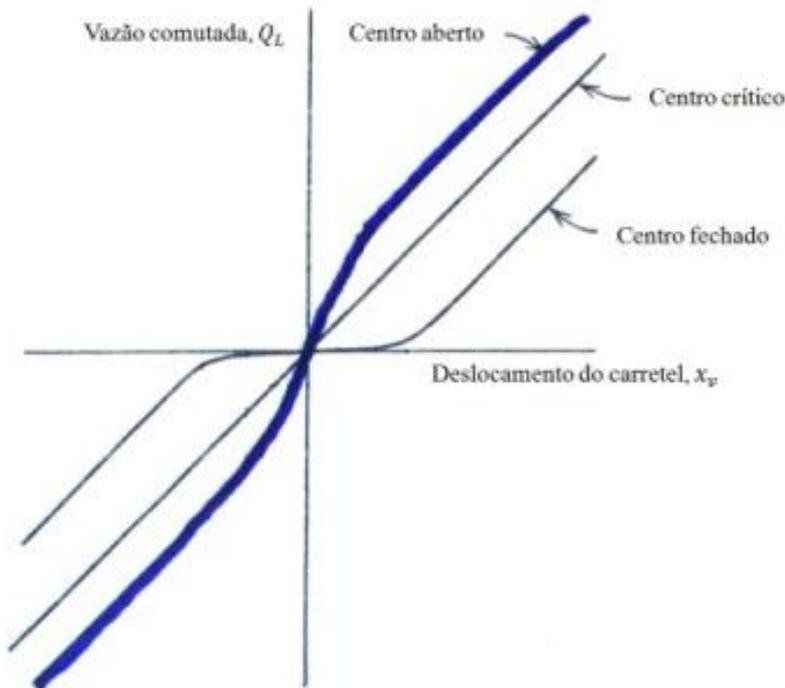


Figura 31 – Ganho de vazão para válvulas com diferentes tipos de centro

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 78

Válvulas direcionais são classificadas em três grupos básicos distintos, definidos pelo gradiente da vazão comutada em função do deslocamento do carretel, sendo as válvulas denominadas de centro crítico, projetadas a fim de prover ganho linear de vazão, as válvula de centro aberto são comumente aplicadas a sistemas que requerem fluxo constante de fluido e as válvulas de centro fechado, não tem aplicação atualmente indicada devido a relevante região de curso morto, que resulta em erro de estado estacionário, resultando em folga e consequentemente em instabilidade.

Embora sistema de direção necessariamente utilizem válvulas de centro aberto, inicialmente para fins de modelamento, será considerada válvula direcional de centro crítico, simétrica e de quatro vias como apresentada abaixo, onde as setas indicam a direção do escoamento, podemos definir as vazões que transpõem os quatro orifícios (Q_1 ; Q_2 ; Q_3 e Q_4), assim como as pressões em ambas as câmaras (P_1 e P_2).

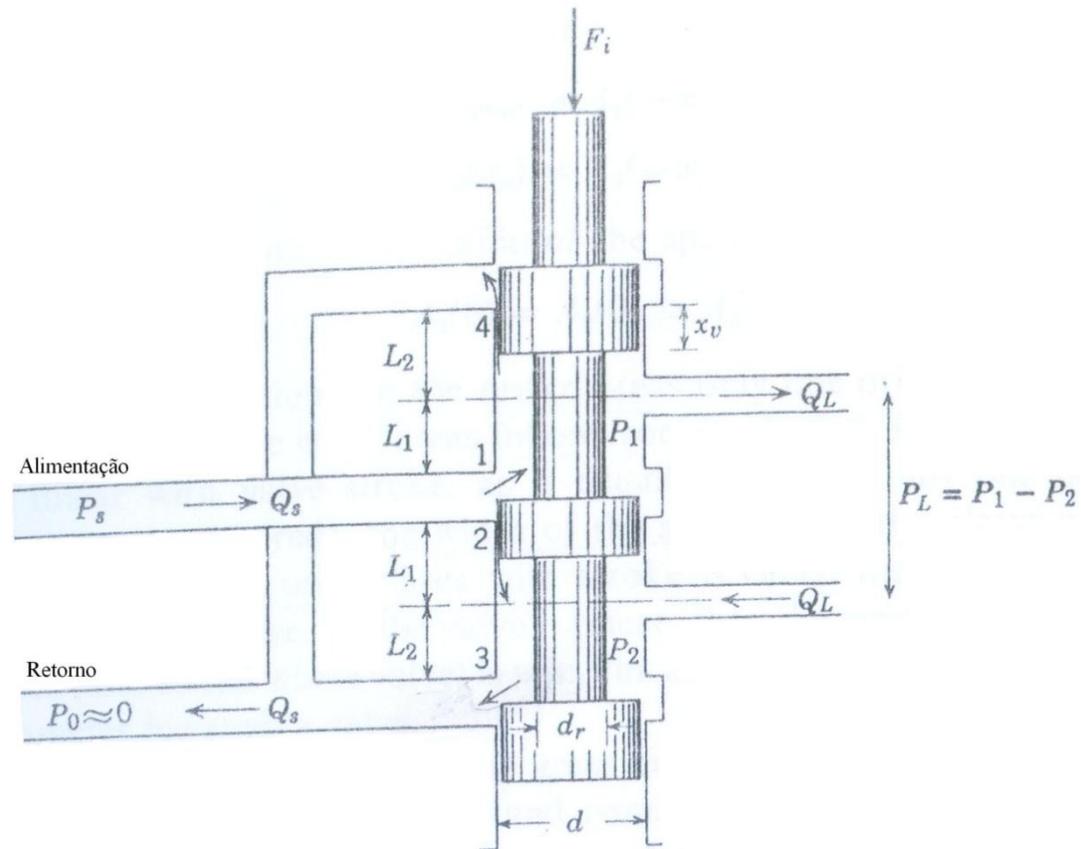


Figura 32 – Válvula de carretel teórica de centro crítico

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 80

$$Q_L = Q_1 - Q_4 \quad (27)$$

$$Q_L = Q_3 - Q_2 \quad (28)$$

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (29)$$

As vazões nos orifícios da válvula podem ser definidas com modelamento análogo ao apresentado em (14) no capítulo 2.7, definindo as pressões atuantes sobre o carretel como um sistema de pressão relativa, sendo a pressão de saída (P_0) definida como nula.

$$Q_1 = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (30)$$

$$Q_2 = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \quad (31)$$

$$Q_3 = C_d \cdot A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_2} \quad (32)$$

$$Q_4 = C_d \cdot A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_1} \quad (33)$$

As áreas dos orifícios (A_1 ; A_2 ; A_3 e A_4) dependem da geometria da válvula e da posição do carretel (x_v).

$$A_1 = A_1(x_v) \quad (34)$$

$$A_2 = A_2(-x_v) \quad (35)$$

$$A_3 = A_3(x_v) \quad (36)$$

$$A_4 = A_4(-x_v) \quad (37)$$

A vazão que transpõe a válvula (Q_L) é definida em função do deslocamento do carretel e da pressão de entrada (P_L).

$$Q_L = Q_L(x_v, P_L) \quad (38)$$

A representação gráfica da função $Q_L(x_v, P_L)$ é conhecida como curvas de Pressão-Vazão, curvas essas que são a representação do desempenho da válvula na condição de estado estacionário, definindo parâmetros da válvula, tais como, os coeficientes de válvula.

Comumente a válvula apresenta usinagem que garante simetria entre as áreas.

$$A_1 = A_3 \quad (39)$$

$$A_2 = A_4 \quad (40)$$

Simetria essa que resulta em:

$$A_1(x_v) = A_2(-x_v) \quad (41)$$

$$A_3(x_v) = A_4(-x_v) \quad (42)$$

Há uma relação direta entre todas as áreas dos orifícios, fazendo com que seja necessário definir somente a área de um único orifício. Há também linearidade da relação entre as áreas dos orifícios e o deslocamento do carretel. Assim somente um único parâmetro requer ser definido, que é a largura da fenda na manga da válvula. A relação da mudança da área do orifício em relação ao deslocamento do carretel é conhecida como Gradiente de Área da Abertura da Válvula. Sendo para uma válvula linear representado pela letra w com unidade [mm^2/mm].

Como resultado da simetria entre as áreas dos orifícios, a vazão também guardará equivalência com apresentado abaixo:

$$Q_1 = Q_3 \quad (43)$$

$$Q_2 = Q_4 \quad (44)$$

Aplicando (30), (32) e (39) em (43);

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (45)$$

Combinando (29) e (45);

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2} \quad (46)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2} \quad (47)$$

A vazão apresentada na entrada e na saída da válvula (Q_s) é definida pela vazão que transpõe as áreas adjacentes.

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (48)$$

$$Q_s = Q_3 + Q_4 \quad (49)$$

Com o modelo apresentado, é possível definir a vazão presente na entrada da válvula (Q_s) e a comutada (Q_L).

$$Q_L = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} - C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L)} \quad (50)$$

$$Q_s = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)} + C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L)} \quad (51)$$

A linearização das equações que descrevem as curvas de pressão vazão, permite a análise dinâmica. Aplicando a equação (43) em uma série de Taylor para um ponto específico de operação, considerando somente os dois primeiros termos da série advém a variação da vazão comutada (ΔQ_L) em relação ao deslocamento do carretel (x_v) e a pressão comutada (P_L).

$$\Delta Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_1 \Delta x_v + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_1 \Delta P_L \quad (52)$$

As derivadas parciais de (52), definem o coeficiente de ganho de vazão (K_q) que apresenta relação direta com a estabilidade do sistema e o coeficiente de pressão vazão (K_c) que guarda relação com o coeficiente de amortecimento do conjunto válvula pistão.

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \quad (53)$$

$$K_c = - \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad (54)$$

Outra característica relevante em uma válvula direcional é a variação da pressão (P_L) em relação ao deslocamento do carretel (x_v), conhecida como sensibilidade a pressão. Característica essa definida em função dos coeficientes de válvula.

$$K_v = \frac{\partial P_L}{\partial x_v} \quad (55)$$

$$K_v = \frac{K_q}{K_c} \quad (56)$$

A definição do coeficiente de ganho de vazão (K_q) e da variação da pressão em relação ao deslocamento do carretel (K_c), definem um modelo linear para as curvas de pressão vazão.

$$\Delta Q_L = K_q \cdot \Delta x_v - K_c \cdot \Delta P_L \quad (57)$$

Considerando válvula direcional de centro crítico ideal (que não apresenta vazamento) e simétrica, a vazão comutada (Q_L), tem modelamento resultante da aplicação de (46) e (30)

em (27), e definindo a área de passagem do fluido pelo deslocamento do carretel (x_v) combinado ao gradiente de área (w).

$$Q_L = C_d \cdot w \cdot x_v \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot \left(P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (58)$$

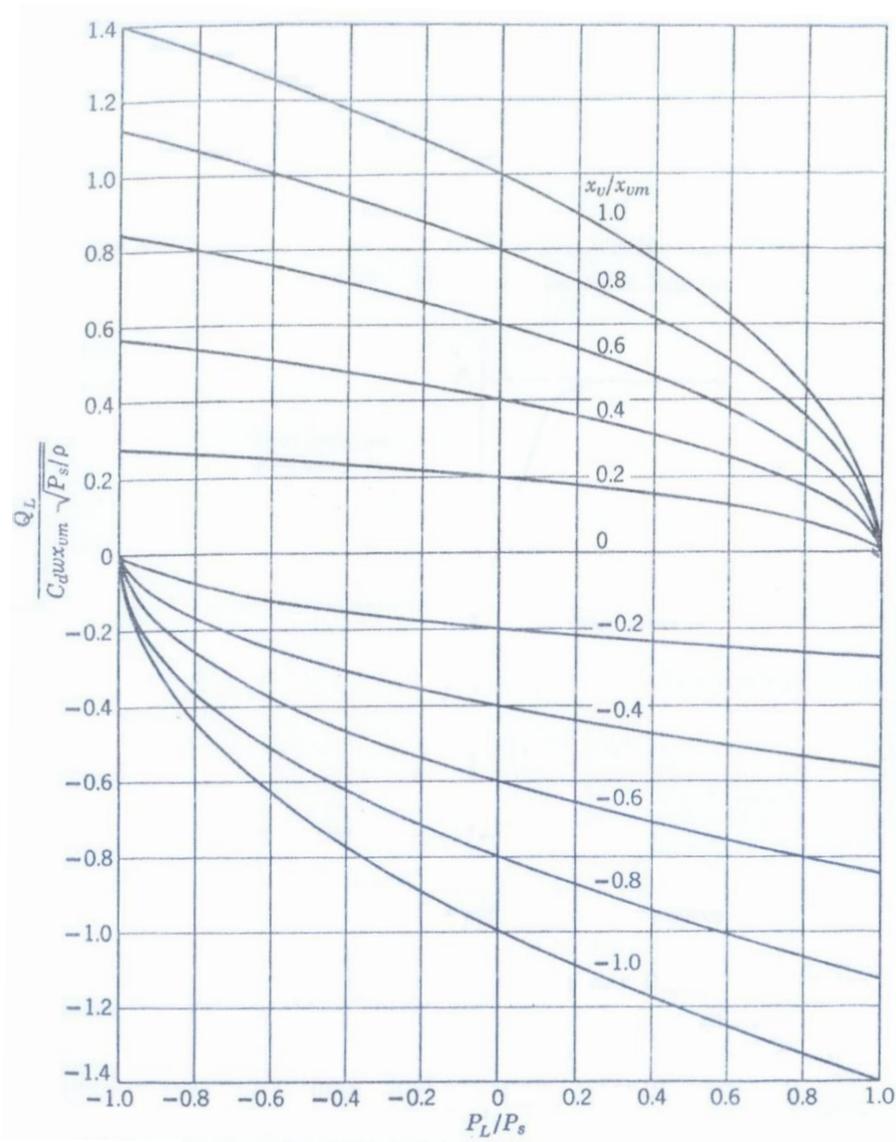


Figura 33 – Curvas de pressão-vazão para válvula ideal de centro crítico.

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 86

2.11 Forças de escoamento atuantes sobre o carretel

Forças oriundas do escoamento atuantes sobre o carretel, também conhecidas como forças de Bernoulli e como forças de reação hidráulica, são forças provenientes da passagem do fluido pelas câmaras da válvula e pelos orifícios, que atuam sobre o carretel.

Iniciando o modelamento pela força em estado estacionário. Ao transpor um orifício (de área A_0), o escoamento transmite ao carretel força denominada de força de jato (F_j), sendo essa a força inerente a aceleração do fluido, que atua em um plano normal ao escoamento, onde o mesmo descreve estrição conhecido como *vena contracta*.

$$F_j = \frac{\rho \cdot Q_2^2}{C_c \cdot A_0} \quad (58)$$

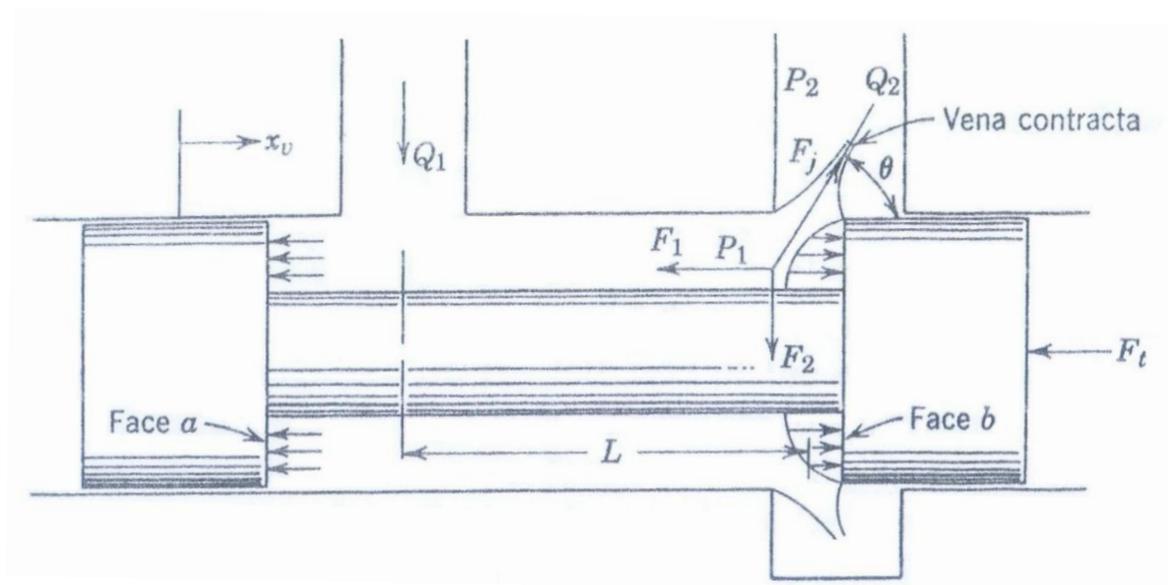


Figura 34 – Força atuante de escoamento sobre o carretel

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 102

Em consonância com a terceira lei de Newton, a força de jato (F_j) resultara em força de reação de igual intensidade, que pode ser decomposta em duas vertentes, a horizontal (F_1) e a vertical (F_2).

$$F_1 = -F_j \cdot \cos \theta \quad (59)$$

$$F_2 = -F_j \cdot \sin \theta \quad (60)$$

Desconsiderando a compressibilidade do fluido no interior da câmara, posto o baixo volume de óleo retido nesse compartimento, resulta em continuidade da vazão $Q_1 = Q_2$ e possibilita a utilização do modelo descrito, para a relação entre, vazão e perda de carga apresentado em (14), combinado a (58) e aplicando em (59), define-se assim a força horizontal que atua sobre o carretel em função do coeficiente de descarga (C_d) do coeficiente de velocidade na *vena contracta* (C_v ; usualmente $\approx 0,98$) e da área da estrição (A_0).

$$F_1 = 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot A_0 \cdot (P_1 - P_2) \cdot \cos \theta \quad (61)$$

Considerando que tanto o carretel quanto a carcaça da válvula apresentem cantos vivos em suas extremidades, a vista em corte do orifício resultante terá geometria retangular, permitindo abordagem de escoamento em duas dimensões em consonância com a equação de Laplace, que determina o ângulo θ ao ser aplicada por Von Mises e que na condição de deslocamento do carretel superior no vão entre carretel e carcaça da válvula, resultou na tendência de θ equivalente a 69° .

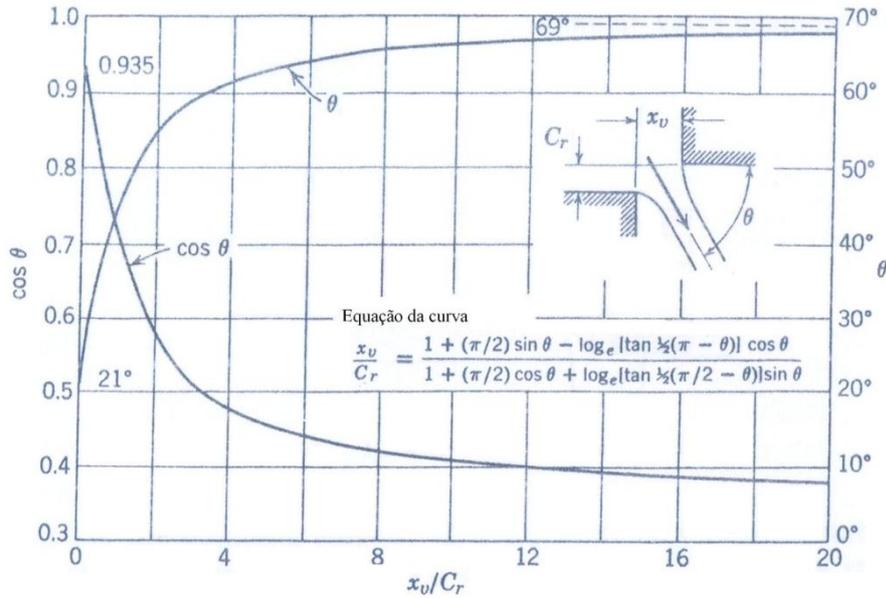


Figura 35 – Efeito da folga radial no ângulo de jato

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 103

Em condição de estado estacionário, a força de escoamento é proporcional ao gradiente de área (w), a perda de carga (ΔP), ao vão entre carretel e carcaça (C_r) e ao deslocamento do carretel (x_v). Força essa que apresenta comportamento análogo ao de uma mola que age no sentido de centralizar o carretel.

$$F_1 = 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot w \cdot \Delta P \cdot \cos \theta \cdot \sqrt{x_v + c_r^2} \quad (62)$$

2.12 Válvula direcional de centro aberto

Segundo Merritt (1967), em uma válvula direcional de centro aberto simétrica, as áreas de entrada e saída de fluido conectadas ao pistão, mantém equivalência, sendo essas, definidas pelo gradiente de área (w) combinado ao vão de dimensão U .

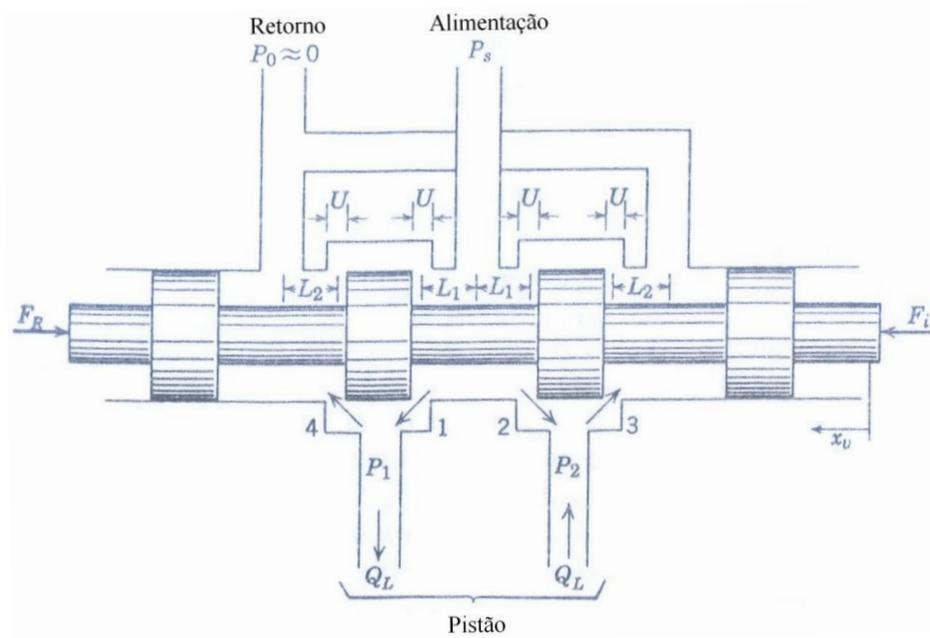


Figura 36 – Vista esquemática do escoamento e cotas na válvula direcional de centro aberto

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 95

$$A_1 = w(U + x_v) = A_3 \quad (63)$$

$$A_2 = w(U + x_v) = A_4 \quad (64)$$

A vazão comutada é definida através da aplicação de (63) e (64) em (50);

$$\frac{Q_L}{C_d \cdot w \cdot U \cdot \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}} = \left(1 + \frac{x_v}{U}\right) \cdot \sqrt{1 - \frac{P_L}{P_s}} - \left(1 - \frac{x_v}{U}\right) \cdot \sqrt{1 + \frac{P_L}{P_s}} \quad (65)$$

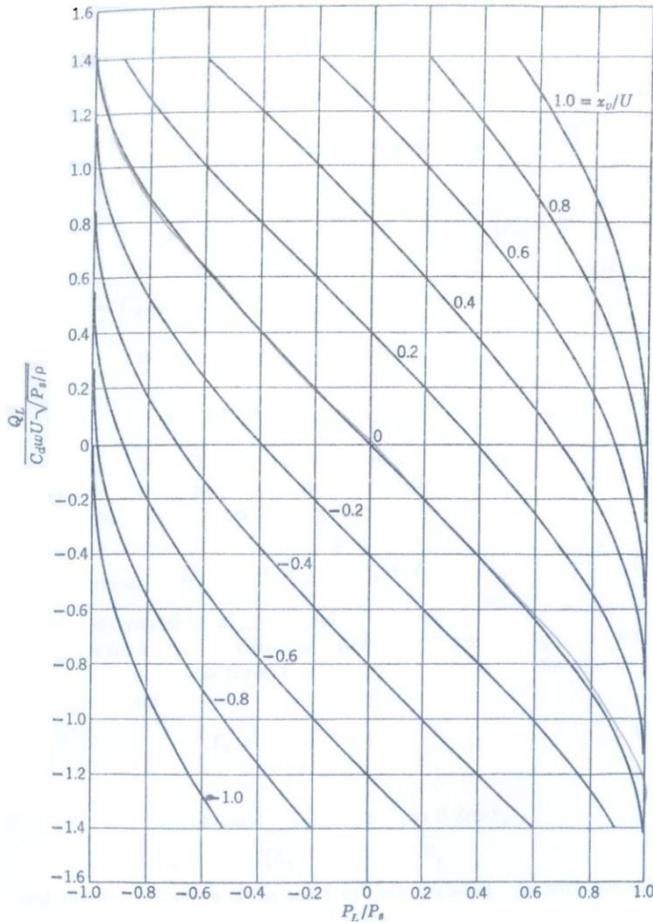


Figura 37 – Curvas de pressão vazão para válvula de centro aberto

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 96

Sendo os coeficientes de válvula para válvula centrada.

$$K_{q0} = 2 \cdot C_d \cdot w \cdot \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \quad (66)$$

$$K_{c0} = \frac{C_d \cdot w \cdot U \cdot \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}}{P_s} \quad (67)$$

$$K_{v0} = \frac{2 \cdot P_s}{U} \quad (68)$$

A vazão relativa ao vazamento interno (Q_c), ou vazão de retorno quando da válvula centrada, é definida em função da geometria da válvula e da pressão de entrada (P_s).

$$Q_c = 2 \cdot C_d \cdot w \cdot U \cdot \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \quad (69)$$

Sendo a força oriunda da vazão atuante sobre o carretel (F_{RSS}) definida como:

$$F_{RSS} = 4 \cdot C_d \cdot C_v \cdot w \cdot x_v \cdot \cos \theta \cdot (P_s - P_L) \quad (70)$$

2.13 Válvula direcional comutando transferência de potência a um pistão

A utilização de válvula direcional, que comuta potência hidráulica a uma das faces de um pistão, é uma prática comum em sistemas hidráulicos. Segundo Merritt, ao aplicar-se a equação da continuidade, define-se a vazão de alimentação (Q_1) e a vazão de retorno (Q_2) que transpõe as câmaras da válvula direcional, definindo o coeficiente de vazamento entorno do pistão (C_{ip}), pelo vazamento da carcaça do pistão (C_{ep}), pressão de alimentação (P_1), pressão de retorno (P_2), módulo de elasticidade efetiva (β_e), volume da alimentação (V_1) e por fim do volume de retorno (V_2), sendo V_1 e V_2 formado pelo volume anexo ao pistão acrescido do volume no interior da válvula e do volume da linha de conexão.

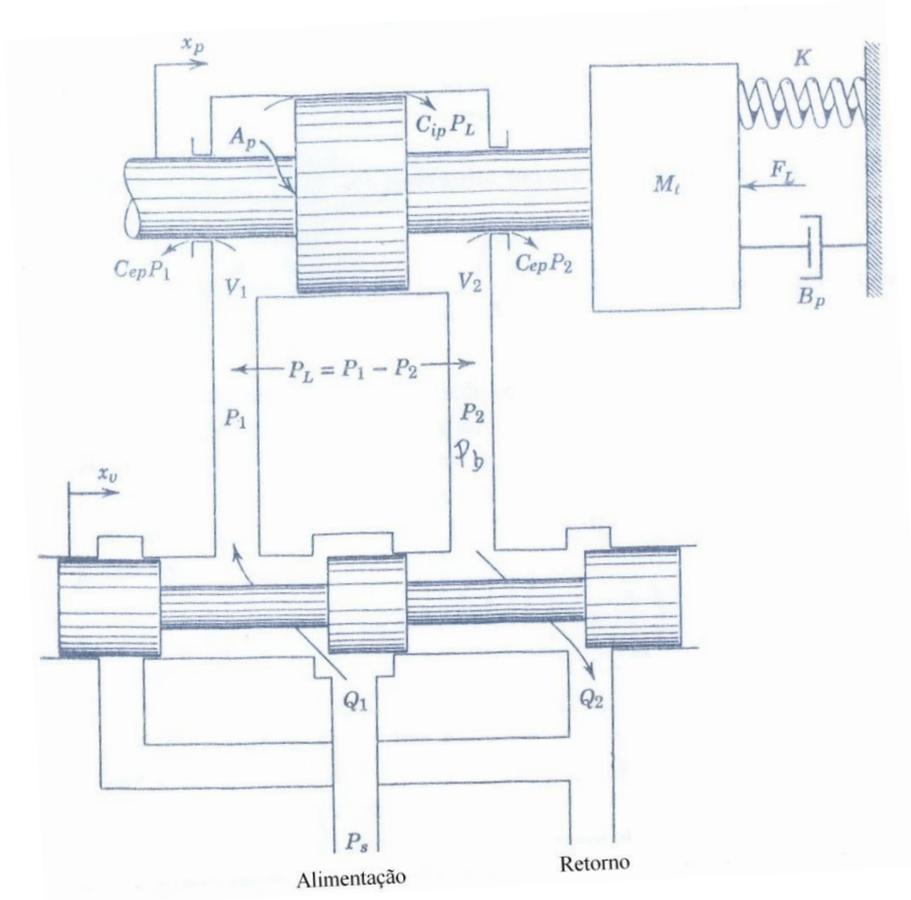


Figura 38 – Válvula direcional acionando pistão

Fonte: “adaptado de” Hebert E. Merritt, 1967, p. 147

$$Q_1 - C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (71)$$

$$C_{ip} \cdot (P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (72)$$

Onde o volume no compartimento onde ocorre a alimentação (V_1), o volume inicial desse compartimento (V_{01}), acrescido do volume resultante do deslocamento do pistão ($A_p \cdot x_p$). O volume de retorno pode também ser definido da mesma forma, desde que haja simetria no pistão, assim o volume total de fluido será constante e pode ser definido como:

$$V_t = V_1 + V_2 = V_{01} + V_{02} = 2 \cdot V_0 \quad (73)$$

Combinando a definição de volume total a condição de continuidade e adotando a transformada de Laplace.

$$Q_L = A_p s x_p + C_{tp} \cdot P_L + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} s P_L \quad (74)$$

Sendo C_{tp} o coeficiente de vazamento total definido como;

$$C_{tp} = C_{ip} + \left(\frac{C_{ep}}{2} \right) \quad (75)$$

A força aplicada pelo pistão (F_g) é definida em função da segunda lei de Newton.

$$F_g = A_p \cdot P_L = M_t s^2 x_p + B_p s x_p + K \cdot x_p + F_L \quad (76)$$

Definindo-se assim a posição do pistão.

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} \cdot x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \cdot \left(1 + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot K_{ce}} s \right) \cdot F_L}{\frac{V_t \cdot m_t}{4 \beta_e \cdot A_p^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} \cdot m_t}{A_p^2} + \frac{B_p \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A_p^2} \right) s^2 + \left(1 + \frac{B_p \cdot K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A_p^2} \right) s + \frac{K_{ce} \cdot K}{A_p^2}} \quad (77)$$

Onde:

K_q = coeficiente de ganho de vazão da válvula direcional

A_p = área do pistão

x_v = posição do carretel

$K_{ce} = K_c + C_{ip} + C_{ep}/2$; denominado como coeficiente de pressão vazão equivalente

V_t = volume total

β_e = módulo de elasticidade efetiva

F_L = força externa aplicada a haste do pistão

m_t = massa total

B_p = coeficiente de amortecimento do pistão

K = constante da mola vinculada a haste

Com a função que define o deslocamento do pistão, podemos isolar os termos relacionados à variável subsidiária (s), que definem o coeficiente de amortecimento (δ_n) e a frequência natural (ω_n).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta_e \cdot A_p^2}{V_t \cdot M_t}} \quad (78)$$

$$\delta_n = \frac{K_{ce}}{A_p} \cdot \sqrt{\frac{\beta_e \cdot M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4 \cdot A_p} \cdot \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e \cdot M_t}} \quad (79)$$

Evidenciando o coeficiente de amortecimento e a frequência natural, considerando sistema sem a presença de mola externa ao meio hidráulico ($K = 0$) e também como descrito por Merritt (1967) que o produto da constante de amortecimento do pistão (B_p) com o coeficiente de pressão vazão do sistema (K_{ce}) dividido pelo quadrado da área do pistão (A_p^2) é suficientemente pequeno para ser aproximado por zero ($\frac{B_p \cdot K_{ce}}{A_p^2} = 0$), a função que descreve o deslocamento do pistão pode ser reescrita como:

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} \cdot x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \cdot \left(1 + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot K_{ce}} s\right) \cdot F_L}{\left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2 \cdot \delta_n}{\omega_n} \cdot s + 1\right) \cdot s} \quad (80)$$

3 DESCRIÇÃO DO MODELO:

Esse estudo tem por objetivo, modelar a operação da válvula unidirecional, relacionando as variáveis geométricas do sistema hidráulico e o impacto de tais variáveis no tempo de fechamento, que é considerado como característica chave para definir a capacidade de amortecimento das perturbações do solo, pois somente após o fechamento da válvula unidirecional, é que o óleo contido no sistema hidráulico poderá agir como mola em paralelo a torque auto-alinhante e a rigidez geral do sistema, inibindo o avanço da cremalheira que está solidária ao volante, através do conjunto barra de torção e barra de direção. Também será definida, a fim de minimizar o tempo de fechamento da válvula unidirecional, a máxima constante elástica da mola que poderá ser utilizada para auxiliar na aceleração da esfera.

O modelamento da perda de carga também será objetivado, para que seja estabelecida relação entre a geometria interna da válvula unidirecional e a variação de pressão acrescida ao sistema por esse dispositivo. Posto que a minimização da perda de carga resulta na redução da potência transferida a meio fluido pela bomba, que é acionada pelo motor, fazendo assim com que a redução da perda de carga resulte em economia de combustível.

O modo como o sistema de direção é excitado será considerado como descrito no diagrama abaixo, onde as perturbações do solo geram vibração no volante, que é parcialmente absorvida pelo sistema hidráulico, havendo potencial de aplicação de capacidade de absorção desse sistema, com a instalação de válvula unidirecional.

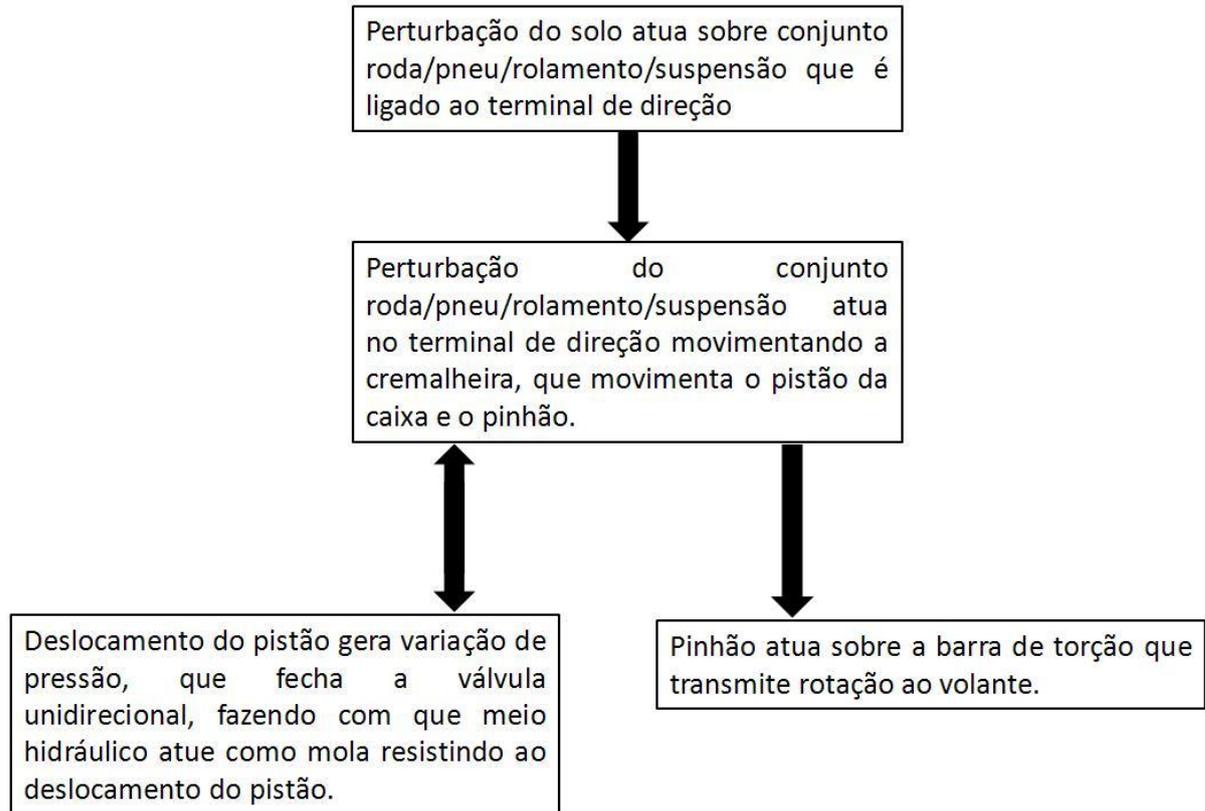


Figura 39 – Fluxograma da vibração apresentada no volante

Fonte: Autor

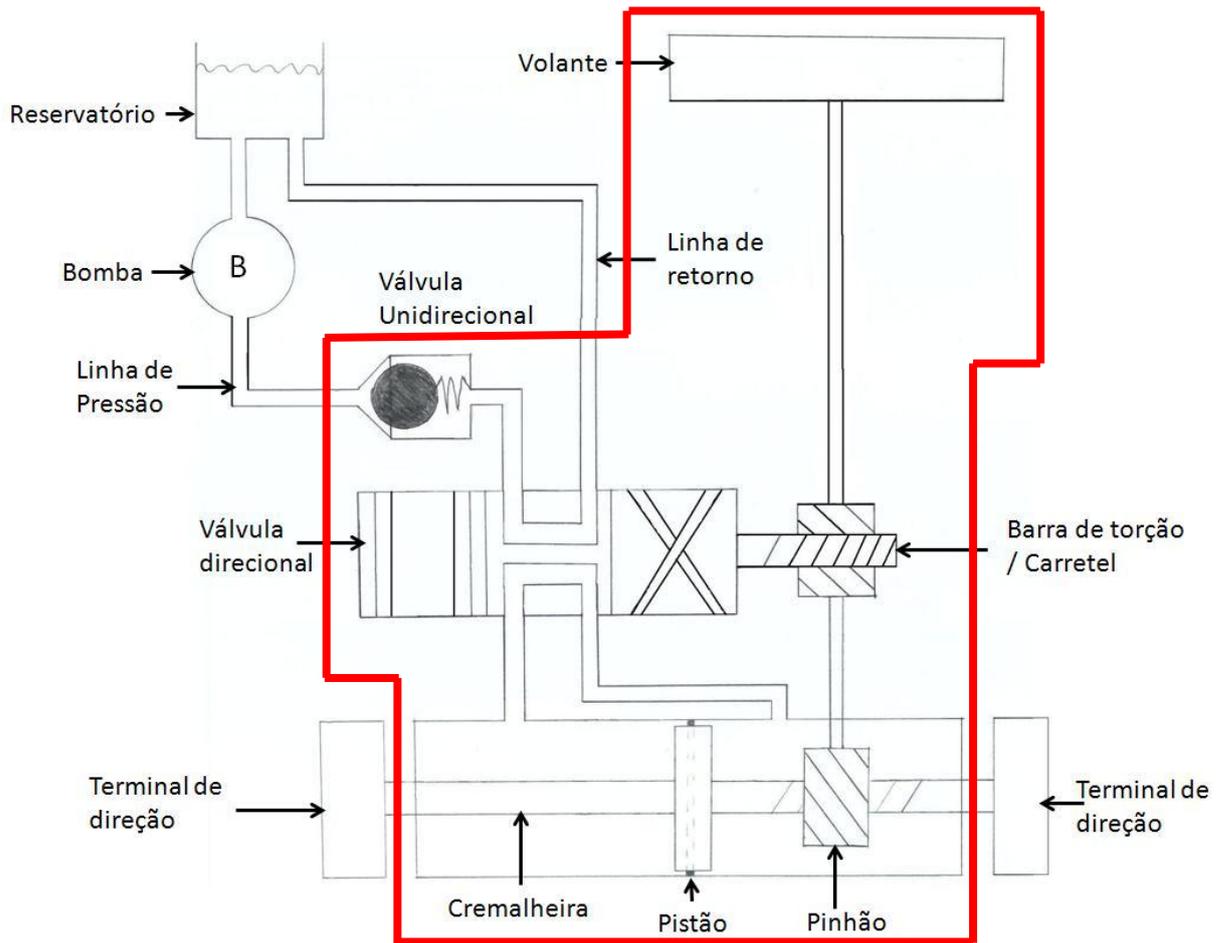


Figura 40 – Diagrama do circuito de assistência hidráulica com a definição do conjunto a ser analisado

Fonte: Autor

Como demonstrado acima o sistema terá uma única válvula unidirecional na linha de pressão localizada entre a válvula direcional e a bomba. O reservatório será considerado como aberto à atmosfera. Assim não será considerada pressão que gere efetiva resistência ou auxílio ao deslocamento do pistão proveniente da linha de retorno, quando do sistema oscilando devido as perturbações do solo. Essas condições serão apresentadas não somente pelo veículo modelo, mas também pela totalidade das plataformas que apresentam assistência hidráulica combinada a válvula unidirecional.

O modelamento será limitado aos componentes situados no interior do campo definido pelas linhas vermelhas apresentadas na figura 39, ficando assim excluídos bomba, linha de retorno, linha de pressão e reservatório.

3.1 Condições de contorno

Para adequada confecção do modelamento matemático o seguinte conjunto de condições de contorno serão adotadas:

- a) válvula direcional da caixa do tipo labirinto de centro aberto. Pois esse sistema é o único compatível com a aplicação em sistemas automotivos;
- b) influência da válvula unidirecional na resistência ao deslocamento do pistão em posições intermediárias não serão consideradas, havendo somente dois modos para a resistência ao deslocamento do pistão com válvula totalmente aberta ou totalmente fechada, posto que a válvula unidirecional somente atinge a totalidade de seu potencial de amortecimento quando fechada;
- c) conjunto Roda/Pneu/Rolamento/Suspensão/Freio tratado como corpo rígido de massa equivalente uniformemente distribuída, pois a análise apresentada modela a vibração na cremalheira e a relaciona a vibração mensurada no volante, excluindo assim o conjunto supracitado do campo de interesse do modelo;
- d) conjunto barra de direção da coluna e volante, tratados como corpo rígido de massa equivalente uniformemente distribuída, condição essa admitida devido a elevada rigidez do conjunto quando comparada a rigidez do sistema hidráulico.

3.2 Denominação das cotas da válvula unidirecional

A função principal da válvula unidirecional é impedir o contra fluxo de fluido, através da vedação do furo da face voltada para bomba, fazendo com que o furo presente nessa face tenha necessariamente, diâmetro inferior ao diâmetro da esfera. Porém quando em regime a válvula deve gerar o mínimo de resistência ao escoamento do fluido.

Diferentemente da geometria do furo da face de assentamento da esfera quando em contra pressão e do próprio raio da esfera, a geometria da face de assentamento da mola, o

diâmetro interno do tubo da válvula unidirecional e a geometria do suporte da esfera podem ser considerados constantes. Sendo que a fim de minimizar a perda de carga, foi considerado furo da face de assentamento da mola, com diâmetro um milímetro menor que o diâmetro interno do tubo, e suporte da esfera produzido através de aço estampado a fim de garantir mínimo custo possível.

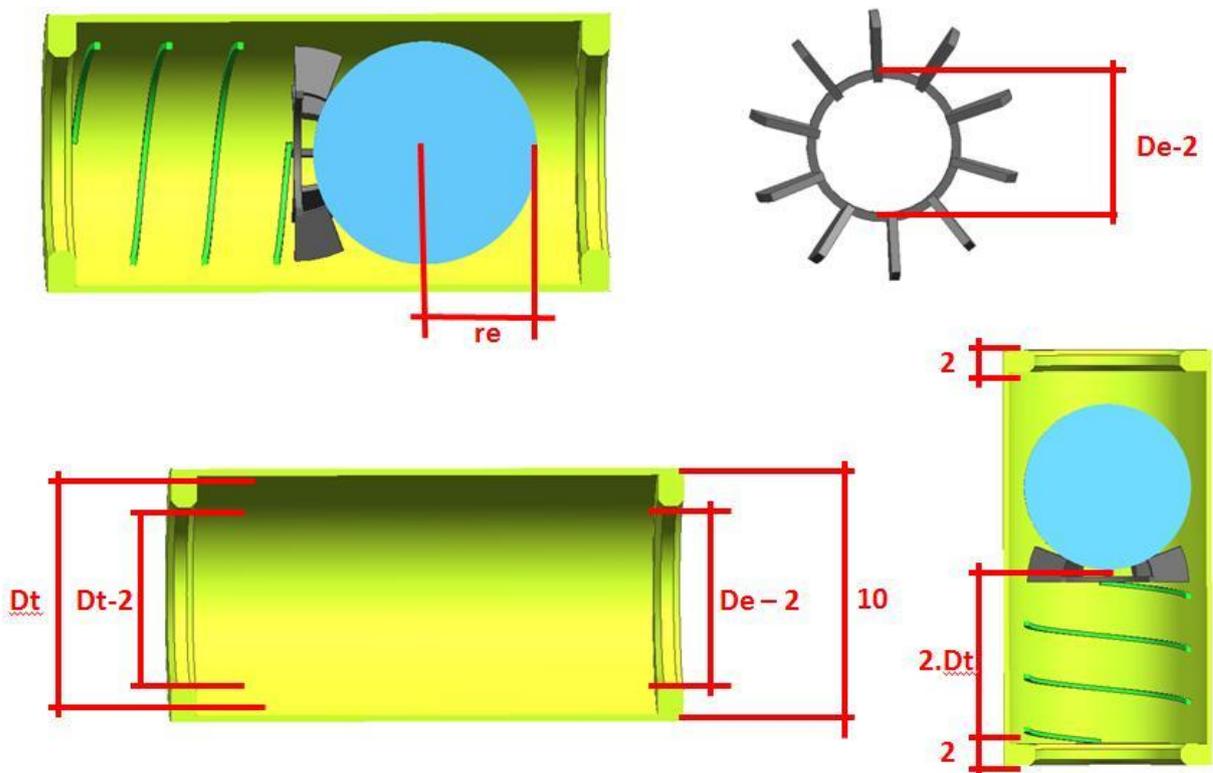


Figura 41 – Vista válvula unidirecional com cotas

Fonte: Autor

3.3 Definição da constante elástica máxima

A aplicação de mola em válvula direcional de esfera, por ser considerada como variável de calibração, onde suas três principais características (capacidade de frenagem do volante, perda de carga e custo), tem de ser equilibradas para o correto ajuste desse componente ao desempenho pretendido. A aplicação de mola implica em incremento no custo

e na perda de carga, porém na experiência do autor válvulas unidirecionais sem mola não apresentam desempenho inadequado a aplicação em veículos do seguimento *premium*.

A válvula unidirecional será definida como uma esfera dentro de um tubo, acoplada a um apoio de ligação, vinculado a uma mola como demonstrado na imagem abaixo.

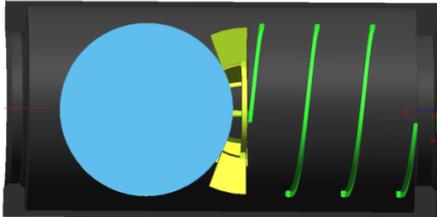


Figura 42 - Vista em corte da válvula unidirecional

Fonte: Autor

O diagrama de corpo livre da esfera é dado por:



Figura 43 – Diagrama de corpo livre para deslocamento da esfera gerado pelo fluxo

Fonte: Autor

A constante elástica máxima (K) pode ser definida em função da somatória de forças providas pelo arrasto (F_r) e pela força da diferença de pressão da perda de carga ($F_{\Delta p}$) que devem estar em equilíbrio com a força da mola. Se for admitida que a mola tem constante elástica linear:

$$L_m \cdot K = F_r + F_{\Delta p} \quad (81)$$

Para o modelo proposto com base nas cotas apresentadas figura 40, o curso da esfera é equivalente ao diâmetro interno do tubo (D_t) ou simplesmente o dobro do valor do raio interno do tubo (r_t). Porém, a fim de garantir firme assentamento da esfera na entrada da válvula unidirecional quando esta está fechada, o curso total da mola (L_m) será considerado o dobro do curso da esfera (x_e), ou seja:

$$L_m = 4 \cdot r_t \quad (82)$$

O escoamento no entorno de uma esfera como descrito no capítulo 2.6, gera variação na pressão ao longo da esfera no sentido do escoamento, variação essa conhecida por perda de carga. Ao aplicar o conjunto de cotas propostas e a área do corte na linha de centro da esfera na expressão (8), define-se a força ($F_{\Delta p}$) que a perda de carga irá fornecer ao deslocamento da esfera.

$$F_{\Delta p} = \frac{12 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e^3}{r_t \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (83)$$

Além da força devido à perda de carga, há também como descrito no capítulo 2.4 atuando na esfera, força de arrasto (F_r), definida na expressão (4), que ao ser ajustada para o sistema de cotas proposto e definindo a velocidade em função da vazão, se configurará como apresentado abaixo.

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot C_a \cdot \gamma \cdot r_e^2 \cdot \left[\frac{Q}{\pi \cdot (r_t^2 - r_e^2)} \right]^2 \quad (84)$$

As forças de arrasto (F_r) e de perda de carga ($F_{\Delta p}$) conduzirão a esfera ao fim de curso. Como a força da mola é contrária a esse movimento, deve-se assegurar que a força gerada pela mola não exceda a somatória das forças de perda de carga e de arrasto, a fim de

garantir que haja a abertura total da válvula e que não haja oscilação da esfera. Assim aplicando (82), (83) e (84) em (81) é possível definir a máxima constante elástica da mola.

$$K \leq \frac{\pi \cdot C_a \cdot \gamma \cdot Re \cdot r_e^2}{8 \cdot r_t} \cdot \left[\frac{Q}{\pi \cdot (r_t^2 - r_e^2)} \right]^2 + \frac{3 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e^3}{r_t^2 \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (85)$$

3.4 Perda de carga adicionada ao sistema hidráulico pela válvula unidirecional

A determinação de modelo analítico que descreva a perda de carga permitirá tratar de forma objetiva a relação ambivalente entre perda de carga e tempo de fechamento.

A perda de carga gerada pela válvula unidirecional (ΔP_v) será considerada como sendo a soma das perdas de carga gerada pela entrada (ΔP_i) e saída (ΔP_f) do tubo da válvula, com a perda gerada pela esfera (ΔP_e) e pelo seu suporte (ΔP_s).

$$\Delta P_v = \sum \Delta P = \Delta P_e + \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_s \quad (86)$$

Sendo a perda de carga gerada pela esfera como descrito no capítulo 2.6 e aplicando na expressão (8) as condições de esfera centralizada e tubo equivalente com comprimento quatro vezes o raio da esfera, resulta:

$$\Delta P_e = \frac{24 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e}{\pi \cdot r_t \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (87)$$

As perdas de carga geradas nos orifícios de entrada e de saída da válvula unidirecional, assim como no suporte da esfera, adotaram o modelo apresentado em 2.7,

dependem além de sua geometria, também da condição do escoamento, se o regime de escoamento ocorrer de forma laminar ou turbulenta.

Como, tanto na saída onde o diâmetro do orifício é definido com um valor fixo, quanto na entrada, onde o diâmetro varia em função do diâmetro da esfera, a relação apresentada na expressão (15) deverá ser satisfeita.

$$\frac{D_h \cdot Re}{L} > 50 \quad (15)$$

Definindo o coeficiente de descarga como apresentado em (16), e aplicando o comprimento (L) de 2 [mm], o coeficiente de descarga será definido como:

$$C_d = \left[1,5 + 13,74 \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^{-3}}{Re} \right)^{1/2} \right]^{-1/2} \quad (88)$$

Com o diâmetro da saída estabelecido em 7,5 [mm], o número de Reynolds será constante. Assim;

$$C_d = 0,8145 \quad (89)$$

Aplicando a expressão (89) na (14) e considerando novamente, diâmetro de 7,5 [mm], a perda de carga na saída da válvula unidirecional será definida como:

$$\Delta P_f = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2,593 \cdot 10^{-9}} \quad (90)$$

Já na entrada da válvula o diâmetro do orifício é definido em função do diâmetro da esfera, como apresentado em 3.2. Nesse trecho da válvula a perda de carga (ΔP_i) pode ser

definida adotando comprimento de passagem (L) de 2 [mm] e aplicando (88) em (14), e definindo a área de passagem em função de raio 1 [mm] menor que o raio da esfera (r_e);

$$\Delta P_i = \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot \left(1,5 + 13,74 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-3}}{Re}}\right)}{2 \cdot \pi^2 \cdot (r_e - 1 \cdot 10^{-3})^4} \quad (91)$$

Considerando suporte produzido em aço estampado devido ao baixo custo desse componente. A perda de carga relativa a passagem do fluido pelo suporte da mola (que apresentará área de passagem equivalente a de um furo), será semelhante a perda na entrada da válvula, só que com comprimento de passagem de 1 [mm].

$$\Delta P_s = \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot \left(1,5 + 13,74 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 10^{-3}}{Re}}\right)}{2 \cdot \pi^2 \cdot (r_e - 1 \cdot 10^{-3})^4} \quad (92)$$

Assim aplicando as expressões (87), (90), (91) e (92) em (86), define-se a perda de carga total adicionada ao sistema pela válvula unidirecional.

$$\Delta P_v = \frac{12 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e}{\pi \cdot r_t \cdot (r_t - r_e)^3} + \frac{Q^2 \cdot \rho}{2,593 \cdot 10^{-9}} + \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot \left(1,5 + 13,74 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-3}}{Re}}\right)}{2 \cdot \pi^2 \cdot (r_e - 1 \cdot 10^{-3})^4} + \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot \left(1,5 + 13,74 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 10^{-3}}{Re}}\right)}{2 \cdot \pi^2 \cdot (r_e - 1 \cdot 10^{-3})^4} \quad (93)$$

3.5 Efeito mola resultante da rigidez do fluido combinada à rigidez do sistema aplicado ao modelo proposto

O módulo de elasticidade efetiva (β_e), como apresentado no capítulo 2.8, é a combinação da rigidez dos fluidos (β_o e β_g) e da rigidez total das câmaras (β_c e β_t) onde estão contidos. No sistema estudado há mistura de óleo e gás, constituído por mistura de vapor de óleo e ar, sendo essa submetida a compressão adiabática, que será contida pela carcaça da caixa de direção e pelo tubo que liga a carcaça a válvula direcional.

No veículo base desse estudo, a carcaça da caixa de direção e o tubo são construídos com diferentes materiais e tem diferentes diâmetros internos, acarretando em diferentes módulos de elasticidade (carcaça da caixa de direção β_c e tubo β_t). Aplicando essa definição na expressão (23):

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_t} + \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_o} + \frac{V_g}{V_t} \cdot \frac{1}{\beta_g} \quad (94)$$

E aplicando as expressões (25) e (26) na expressão (94), com o sistema de cotas adotado no capítulo 3.2, será definido o módulo de elasticidade efetivo do sistema de direção como:

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{D_t}{t_t \cdot E_t} + \frac{D_p}{t_c \cdot E_c} + \frac{1}{\beta_o} + \frac{V_g}{V_t} \cdot \frac{C_v}{C_p} \cdot \frac{1}{P} \quad (95)$$

3.6 Tempo de fechamento da válvula unidirecional

O tempo de fechamento da válvula unidirecional (t) é definido em função da somatória dos trabalhos realizados pela mola (J_m), pela onda de pressão ($J_{\Delta p}$), pela contra vazão (J_{rc}) e pelo trabalho despendido para movimentar a esfera (J_e). Sendo:

- trabalho (J_m) realizado pela força provida pela mola (F_m) que deslocará a esfera ao longo do curso ($2 \cdot r_t$) entre a posição de repouso, quando da válvula totalmente aberta até a posição de fechamento;
- trabalho realizado pela onda de pressão ($J_{\Delta p}$) será definido em função da intensidade (I) da potência da onda de pressão, relacionada ao deslocamento do pistão (x_p) no meio hidráulico, aplicada área da secção transversal da esfera (A_e) durante o período de fechamento (t) que deslocará a esfera ao longo do curso ($2 \cdot r_t$), que será acrescido do trabalho realizado pelo contra fluxo (Q_c) originário do deslocamento do pistão, que escoar dentro da esfera;
- trabalho despendido para o deslocamento da esfera, resultante da aceleração da esfera que resistirá ao deslocamento com a sua força de inércia (I).



Figura 44 – Diagrama de corpo livre para deslocamento da esfera

Fonte: Autor

$$J_m + J_{\Delta p} + J_{rc} + J_e = 0 \quad (96)$$

Como apresentado no capítulo 3.3, será definida mola com curso duas vezes superior ao curso da esfera, sendo a posição de mínima força observada quando a mola esta

comprimida em $2.r_t$ e máxima força com mola comprimida em $4.r_t$. Assim o trabalho realizado pela mola (J_m) ao longo do curso da esfera ($2.r_t$), será definido pela soma do trabalho realizado pela força mínima ($4.K.r_t^2$) acrescida do total do trabalho realizado pela fração que varia ao longo do curso:

$$J_m = 4.K.r_t^2 + K \int_0^{2.r_t} x. dx \quad (97)$$

$$J_m = 6.K.r_t^2 \quad (98)$$

O trabalho relacionado pela onda de pressão, como descrito acima, será definido em função da intensidade da potência (I) da onda gerada pelo deslocamento do pistão no meio fluido, transmitida a face da esfera (A_e), durante o período de deslocamento (T).

$$J_{\Delta P} = I.A_e.T \quad (99)$$

A intensidade é definida em função da densidade específica do meio (γ), da velocidade do deslocamento do pistão (u_p), da frequência de oscilação (f) e do deslocamento máximo do pistão da caixa de direção ao longo da oscilação (x_{pm}).

$$I = 2.\gamma.u_p.\pi^2.f^2.x_{pm}^2 \quad (100)$$

Onde:

$$x_{pm} = \frac{a_v}{4.\pi^2.f^2.i} \quad (101)$$

$$u_p = 4.x_{pm}.f \quad (102)$$

Ao aplicar as expressões (101) e (102) na (100), e esse combinação na (99), define-se o trabalho realizado pela onda de pressão, no deslocamento da esfera.

$$J_{\Delta P} = \frac{\gamma \cdot a_v^3 \cdot r_e^2 \cdot T}{8 \cdot \pi^3 \cdot f^3 \cdot i^3} \quad (103)$$

O trabalho realizado pelo escoamento em contra fluxo (J_{rc}), é realizado pela soma das forças de arrasto (F_{rc}) e de diferença de pressão ($F_{\Delta PC}$), atuando sobre a área da secção transversal da esfera ao longo do curso ($2 \cdot r_t$).

$$J_{rc} = (F_{rc} + F_{\Delta PC}) \cdot \pi \cdot r_e^2 \cdot 2 \cdot r_t \quad (104)$$

A força de arrasto (F_{rc}) será definida em condição homeomorfa a descrita no capítulo 3.3, só que a velocidade média apresentada pelo fluido no entorno da esfera (u_c), será definida em função da vazão (Q_p) relacionada ao deslocamento do pistão.

$$F_{rc} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot C_a \cdot \gamma \cdot r_e^2 \cdot u_c^2 \quad (105)$$

Onde:

$$Q_p = u_p \cdot A_p \quad (106)$$

$$u_c = \frac{2 \cdot Q_p}{\pi \cdot (2 \cdot r_t^2 - r_e^2)} \quad (107)$$

Ao aplicar novamente a expressão (101) na (102), será definida a velocidade média do pistão (u_p), que permitirá definir a velocidade média do escoamento torno da esfera (u_c) ao aplicar-se a expressão (106) na (107), definindo assim a força de arrasto (F_{rc}).

$$F_{rc} = \frac{2 \cdot C_a \cdot \gamma \cdot r_e^2 \cdot a_v^3 \cdot (r_p^2 - r_c^2)^2}{\pi^3 \cdot f^2 \cdot i^2 \cdot (2 \cdot r_t^2 - r_e^2)^2} \quad (108)$$

A força ($F_{\Delta Pc}$) relativa a variação de pressão decorrente da perda de carga ao longo da esfera será definido como apresentado no capítulo 3.4, porém com vazão definida em função da vazão em contra fluxo (Q_p).

$$F_{\Delta Pc} = \frac{6 \cdot Q_p \cdot \mu \cdot r_e^3}{r_t \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (108)$$

Ou:

$$F_{\Delta Pc} = \frac{6 \cdot \mu \cdot a_v \cdot r_e^3 \cdot (r_p^2 - r_c^2)}{\pi \cdot f \cdot i \cdot r_t \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (109)$$

Com a força de arrasto definida através da expressão (108), e com a força da variação de pressão pela (109), define-se o trabalho do contra fluxo apresentado em (104).

$$J_{rc} = \frac{4 \cdot C_a \cdot \gamma \cdot r_e^4 \cdot i^2 \cdot r_t \cdot (r_p^2 - r_c^2)^2}{\pi^2 \cdot f^2 \cdot (2 \cdot r_t^2 - r_e^2)^2} + \frac{12 \cdot a_v \cdot \mu \cdot r_e^5 \cdot (r_p^2 - r_c^2)}{f \cdot i \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (110)$$

Por fim, o trabalho (J_e) despendido pelo deslocamento da esfera será definido como o trabalho necessário para que a esfera parta do repouso e atinja o furo localizado na entrada da válvula direcional.

$$J_e = F_e \cdot 2 \cdot r_t \quad (111)$$

Sendo:

$$F_e = m_e \cdot a_e \quad (112)$$

$$a_e = \frac{2 \cdot 2 \cdot r_t}{T^2} \quad (113)$$

$$m_e = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_e^3 \cdot \gamma_e \quad (114)$$

Ao aplicar as expressões (113) e (114) na (112) e essa combinação na (111), será definido o trabalho necessário para a translação da esfera ao longo do curso ($2 \cdot r_t$) em um determinado período de tempo (T).

$$J_e = \frac{32 \cdot \pi \cdot r_t^2 \cdot r_e^3 \cdot \gamma_e}{3 \cdot T^2} \quad (114)$$

Assim a somatória dos trabalhos pode ser reescrita com a aplicação das expressões (98), (103), (110) e (114) na (96):

$$6 \cdot K \cdot r_t^2 + \frac{\gamma \cdot a_v^3 \cdot i^3 \cdot r_e^2 \cdot T}{8 \cdot \pi^3 \cdot f^3} + \frac{4 \cdot C_a \cdot \gamma \cdot r_e^4 \cdot i^2 \cdot r_t \cdot (r_p^2 - r_c^2)^2}{\pi^2 \cdot f^2 \cdot (2 \cdot r_t^2 - r_e^2)^2} + \frac{12 \cdot a_v \cdot \mu \cdot r_e^5 \cdot (r_p^2 - r_c^2)}{f \cdot i \cdot (r_t - r_e)^3}$$

$$-\frac{32 \cdot \pi \cdot r_t^2 \cdot r_e^3 \cdot \gamma_e}{3 \cdot T^2} = 0 \quad (115)$$

3.7 Redução na aceleração do volante em função da adição de válvula unidirecional

Como apresentado no capítulo 2.9, a compressão do meio fluido após o fechamento da válvula unidirecional incorre em elevação da pressão do meio contido, que no sistema estudado gera força contrária ao deslocamento do pistão, em condição análoga a presença de uma mola. Essa força, atuante sobre a área do pistão, se contrapõem ao deslocamento da cremalheira, limitando a amplitude da oscilação, pois parte da pressão contida será direcionada ao reservatório quando houver a inversão do sentido de deslocamento da cremalheira, devido ao vazamento interno na válvula direcional que será rotacionada, posto que esta vinculada através da barra de torção e do pinhão a cremalheira (veja figura 14 página 37).

O trabalho realizado para comprimir o óleo (J_P) será equivalente ao trabalho realizado para suprimir a aceleração do sistema de direção (J_I).



Figura 45 – Diagrama de corpo livre para deslocamento do pistão

Fonte: Autor

$$J_I + J_P = 0 \quad (116)$$

Devido a relação de transmissão entre volante e cremalheira, a aceleração no volante (a_v) será dividida pela relação de transmissão (i), a fim de permitir o uso de um único referencial que será a cremalheira.

Ao aplicar-se a segunda lei de Newton combinada ao curso da cremalheira (x_p) para a massa equivalente total do sistema (m_t), define-se o trabalho necessário para suprimir a aceleração do sistema (J_I). Já o trabalho para comprimir o óleo (J_P), será definido como o trabalho necessário para comprimir a mola equivalente (K_β) ao longo do curso.

$$\frac{\Delta_{av} \cdot m_t \cdot x_p}{i} + K_\beta \cdot \int_0^{x_p} x \cdot dx = 0 \quad (117)$$

Ou:

$$\Delta_{av} = -\frac{K_\beta \cdot i \cdot x_p}{2 \cdot m_t} \quad (118)$$

A constante da mola equivalente relacionada a compressibilidade do meio (K_β) será definida pelo módulo de elasticidade efetiva (β_e), da área do pistão (A_p) e do volume total (V_t), onde o volume total é definido em função do volume no interior da caixa de direção e do tubo que interliga a caixa a válvula unidirecional.

$$K_\beta = \frac{\beta_e \cdot A_p^2}{V_t} \quad (119)$$

$$V_t = (L_c - x_p) \cdot A_p + L_t \cdot A_t \quad (120)$$

Já posição do pistão da caixa em ciclo de compressão (x_p), será definida em função do curso da oscilação (x_{pm}). Sendo a posição inicial definida pelo tempo despendido para o fechamento da válvula unidirecional (t_f) acrescido do tempo para a comutação da válvula direcional da caixa (t_v).

$$x_p = x_{pm} - x_{pm} \cdot \cos[2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t_f + t_v) - \pi/2] \quad (121)$$

Ao aplicar a expressão (121) na (120) e o resultado na (119), e ao aplicar essa combinação na (118), define-se a redução da aceleração máxima do volante decorrente da utilização da válvula unidirecional.

$$\Delta_{av} = - \frac{\beta_e \cdot A_p^2 \cdot i \cdot \{x_{pm} - x_{pm} \cdot \cos[2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t_f + t_v) - \pi/2]\}}{2 \cdot m_t \cdot A_p \cdot \{L_c - \{x_{pm} - x_{pm} \cdot \cos[2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t_f + t_v) - \pi/2]\}\} + 2 \cdot m_t \cdot L_t \cdot A_t} \quad (123)$$

4 RESULTADOS OBTIDOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos, tendo como base o modelamento proposto no capítulo 3 para a relação entre a principal variável geométrica da válvula unidirecional (o raio da esfera) e sua influência na perda de carga, no tempo de fechamento, na capacidade de redução da aceleração no volante e na máxima constante de mola permissível. Também será apresentada a frequência de ressonância do sistema, quando do veículo em baixa velocidade, decorrente exclusivamente da resistência ao esterçamento gerada pelo sistema hidráulico, sendo a determinação da frequência natural, condição necessária para se estabelecer a faixa de frequência de entrada, que o sistema, pode ser submetido sem a ampliação da amplitude da oscilação do volante.

O conjunto das características descritas a cima auxiliaram na seleção e dimensionamento de componentes, em complemento aos critérios de vazão requerida e nível de assistência em função do torque aplicado ao volante.

4.1 Curvas de contribuição à perda de carga da válvula unidirecional.

A redução na perda de carga do sistema, que acarreta em redução do gradiente de pressão entre a entrada e a saída da bomba, vinculada a vazão provida por esse dispositivo, demonstra-se como fator potencial para redução de consumo, com baixo investimento e sem perda de eficiência do veículo. Como demonstrado no artigo apresentado Hage (2009) a redução de 33% na perda de carga adicionada ao sistema hidráulico pela válvula unidirecional resulta na redução de 0,77% no consumo de combustível para um veículo avaliado em dinamômetro de rolo. O teste foi feito como especificado na portaria 391, de novembro de 2008, que trata do programa voluntário de avaliação da conformidade para os veículos leves de passageiros e comerciais leves com motores do ciclo Otto, comercializados no país com foco no desempenho energético, por intermédio do mecanismo da etiquetagem, atendendo a requisitos da ABNT NBR 7024:2006, visando aumentar a eficiência energética dos veículos.

Devido a essa relação entre perda de carga e consumo de combustível, a mínima perda de carga será considerada como objetivo da análise.

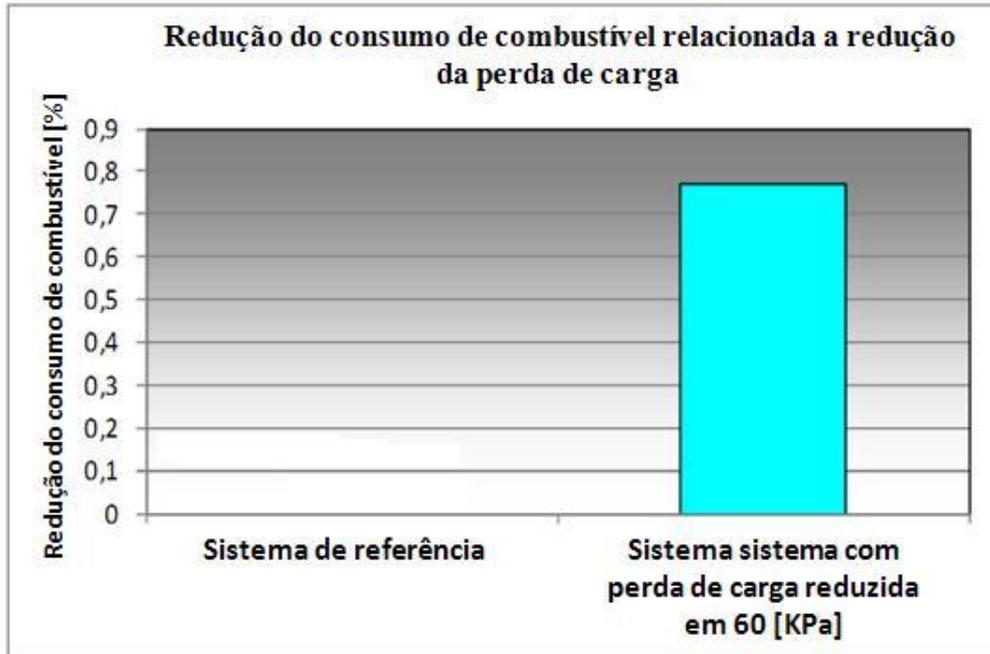


Figura 46 – Redução de consumo aferida

Fonte: “adaptado de” Hage, 2009, p. 5

Também como apresentado por Hage (2009), um veículo em trajetória retilínea, devido ao vento lateral, irregularidades na pista e pequenas diferenças nas geometrias da suspensão e direção, leva a eventualmente se fazer necessária a realizar correções em sua trajetória, na figura 46 apresenta-se a variação da pressão na saída da bomba, para um veículo de passeio, desprovido de válvula unidirecional, submetido a um percurso retilíneo, em pavimento com boas condições durante 25 minutos a 100 Km/h. Observa-se que a pressão na saída da bomba em nenhum momento foi inferior a 1,95 bar, sendo que a mínima pressão apresentada na saída da bomba representa a perda de carga de todo o sistema hidráulico para o veículo avaliado.

Ao adotar perda de carga equivalente a apresentada por Hage (2009), na ordem de 200 KPa, será possível avaliar o impacto da geometria da válvula unidirecional selecionada, no consumo energético, relacionado à adição ou modificação da válvula unidirecional.

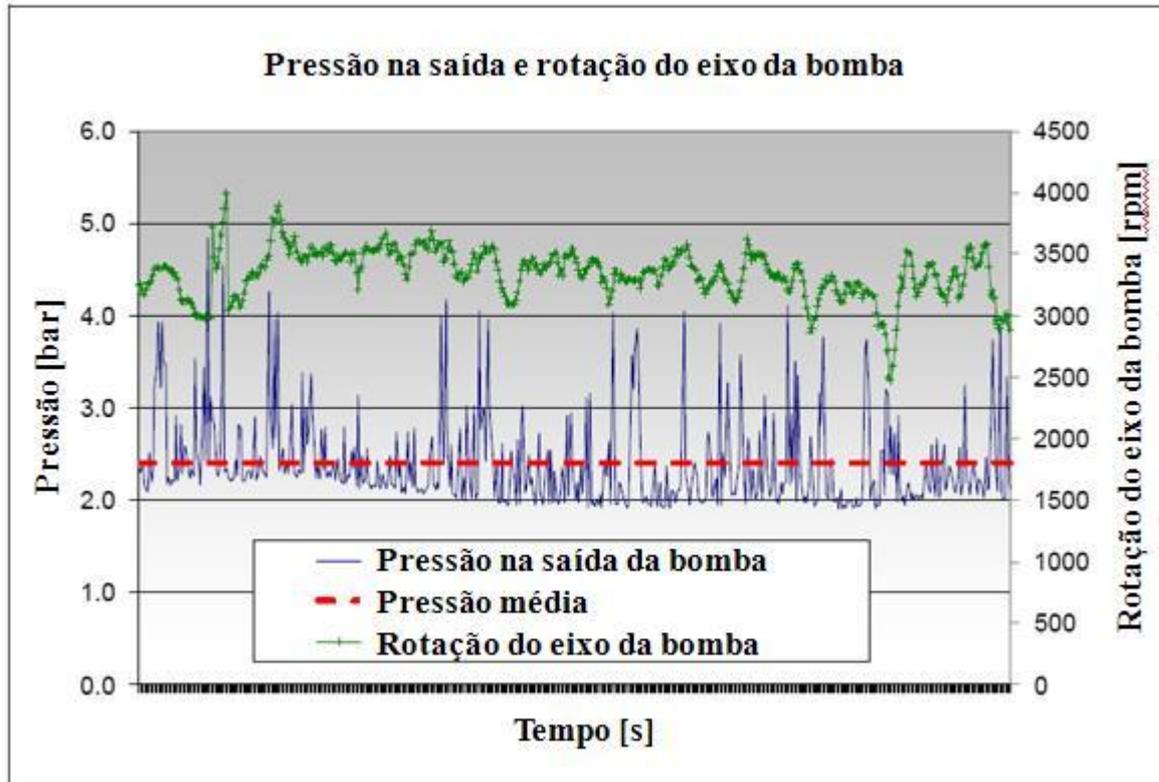


Figura 47 – Variação da pressão na saída da bomba em relação ao tempo para veículo em trajetória retilínea

Fonte: “adaptado de” Hage, 2009, p. 5

Utilizando a expressão da perda de carga como estabelecida nas expressões (86) e (93) do capítulo 3.4:

$$\Delta P_v = \sum \Delta P = \Delta P_e + \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_s \quad (86)$$

$$\Delta P_v = \frac{12 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e}{\pi \cdot r_t \cdot (r_t - r_e)^3} + \frac{Q^2 \cdot \rho}{2,593 \cdot 10^{-9}} + \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot (1,5 + 13,74 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-3}}{Re}})}{2 \cdot \pi^2 \cdot (r_e - 1 \cdot 10^{-3})^4} + \frac{Q^2 \cdot \rho \cdot (1,5 + 13,74 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 10^{-3}}{Re}})}{2 \cdot \pi^2 \cdot (r_e - 1 \cdot 10^{-3})^4} \quad (93)$$

Com o modelo analítico apresentado acima, definindo como funções objetivas a perda na entrada da válvula, na saída, no suporte, no entorno da esfera e total, tendo como dimensão o raio da esfera, serão plotadas na figura 47 a seguir as curvas de cada uma das funções objetivas.

Condições de contorno para geração da curva:

- bomba de vazão (Q) constante na ordem de $1,5 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$;
- diâmetro externo do tubo de 10 mm;
- espessura do tubo de 0,5 mm. Assim $r_t = 4,5$ mm;
- óleo de base mineral Esso ATF Dexron ®-III com $\rho = 87,16 \frac{Kg.s^2}{m^4}$ e $\mu = 3,22 \cdot 10^{-3} \frac{Kg.s}{m^2}$.

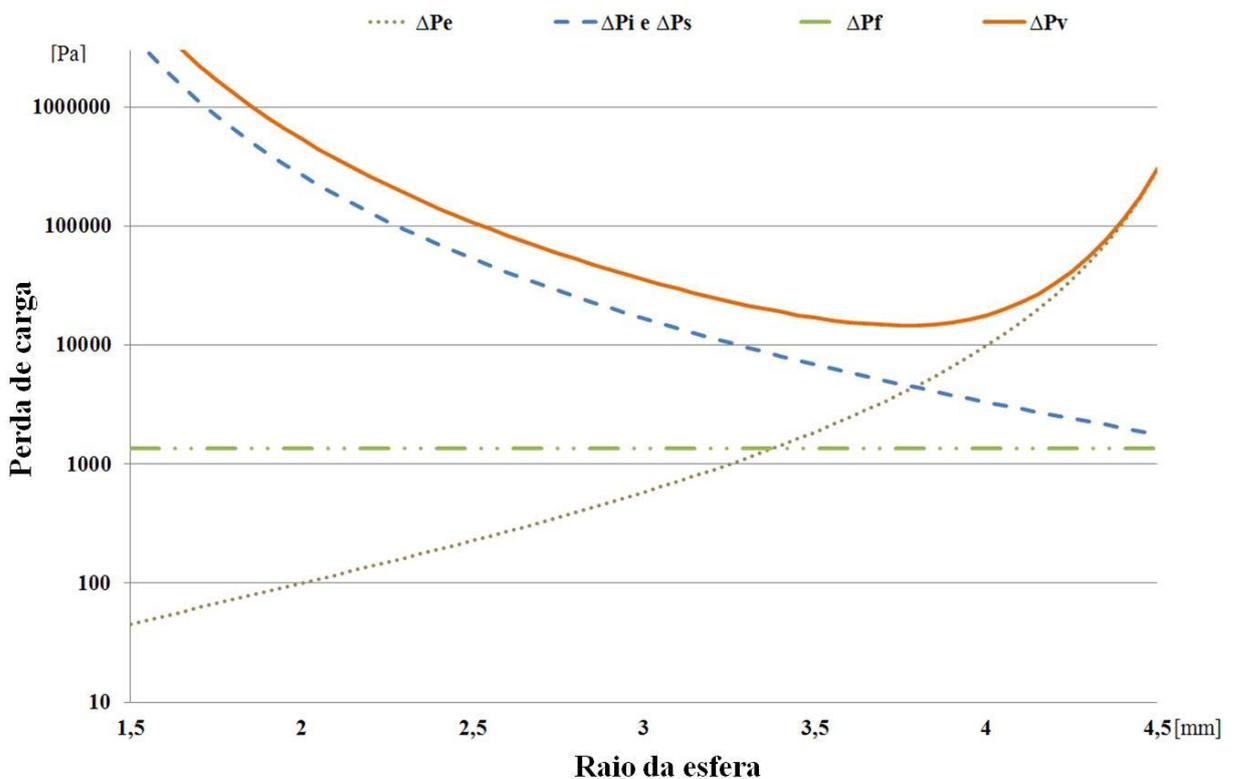


Figura 48 – Gráfico das curvas de perda de carga na válvula unidirecional

Fonte: Autor

Com o modelamento proposto, observa-se na figura 47 que a mínima perda de carga ocorre com esfera de aproximadamente 3,75 mm de raio, sendo admissível afirmar que para essas condições, esferas com raio entre 3,5 mm e 3,9 mm constitui em pequeno acréscimo a perda de carga total do sistema hidráulico, inferior a 10 KPa ou 5%.

Considerando que a esfera aplicada a válvula unidirecional do artigo de Hage (2009), apresentava raio de aproximadamente 4 mm, e que a bancada só era capaz de mensurar a perda de carga do conjunto formado pela válvula unidirecional, mangueira, tubulação metálica e conectores, aplicando vazão de 0,0002 m³/s. Só será possível comparar a perda de carga aferida com a modelada, ao aplicar esses novos parâmetros ao modelo acima, obtendo-se perda de carga de 17,8 KPa, comparando a perda de carga relativa tão somente a válvula unidirecional experimentalmente obtida em 20 KPa, o modelo apresenta erro de 11%.

A perda de carga adicionada pela válvula unidirecional como mencionado, resulta em potência adicional requerida do motor pela bomba (W). Ela será modelada como apresentado pela expressão (7) do capítulo 2.5 combinado aos resultados apresentados acima, admitindo rendimento médio (η) do conjunto bomba mais correia de 30%, resulta na figura 48 abaixo. Lembra-se que;

$$W = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta} \quad (7)$$

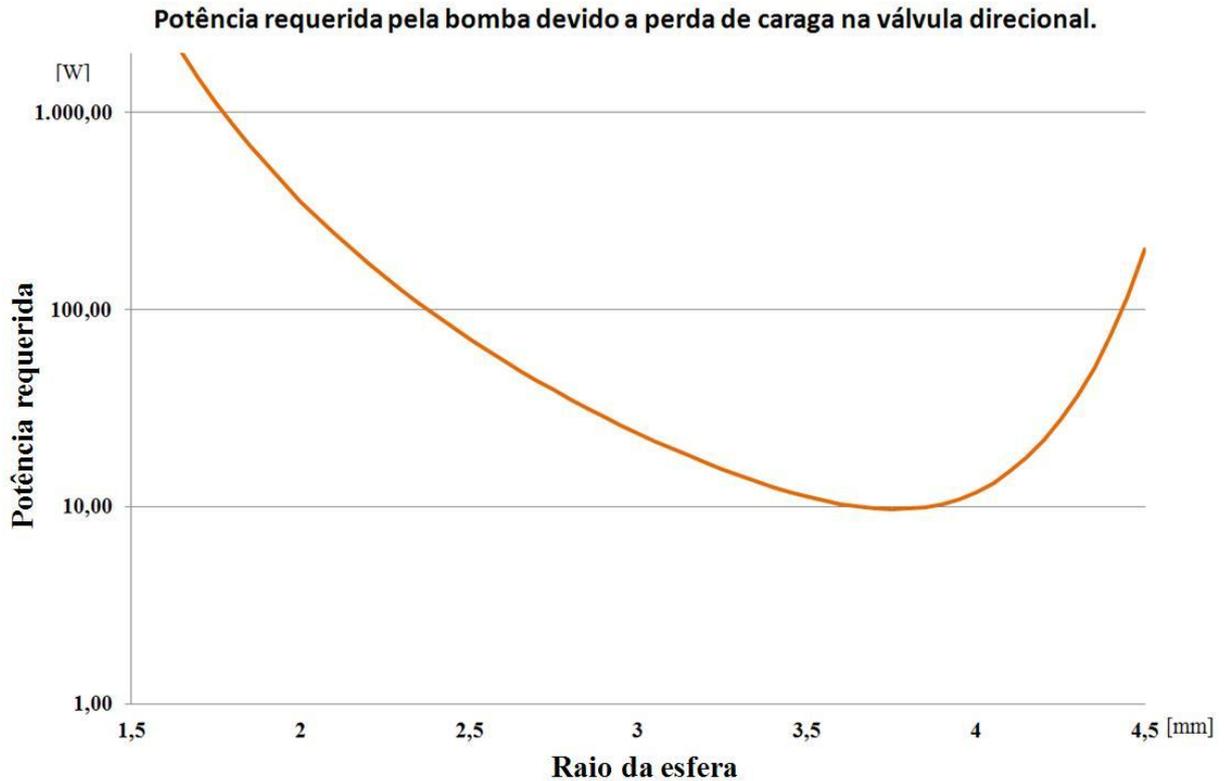


Figura 49 – Potência requerida pela bomba devido a perda de carga na válvula unidirecional

Fonte: Autor

4.2 Máxima constante de mola em função do diâmetro da esfera

A utilização de mola para impulsionar a esfera da válvula unidirecional é optativa, e deverá ser definida em função do nível de desempenho pretendido para a válvula unidirecional e da adição ao custo de produção que o veículo é capaz de absorver para tal desempenho.

Considerando, como descrito no capítulo 3.3, que a esfera não deva oscilar no interior da válvula, o valor máximo da variação de produção da mola selecionada tem de ser inferior a constante elástica máxima definida pela expressão (85). Com o modelo apresentado define-se a máxima constante elástica em função do raio da esfera como apresentado abaixo a seguir na figura 49.

$$K \leq \frac{\pi \cdot C_a \cdot \gamma \cdot Re \cdot r_e^2}{8 \cdot r_t} \cdot \left[\frac{Q}{\pi \cdot (r_t^2 - r_e^2)} \right]^2 + \frac{3 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e^3}{r_t^2 \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (85)$$

Condições de contorno para confecção da curva:

- Bomba de vazão constante na ordem de $1,5 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$;
- diâmetro externo do tubo de 10 mm;
- espessura do tubo de $t = 0,5$ mm. Assim $r_t = 4,5$ mm;
- óleo de base mineral Esso ATF Dexron ®-III com $\gamma = 855 \frac{Kg}{m^3}$ e $\mu = 3,22 \cdot 10^{-3} \frac{Kg \cdot s}{m^2}$.

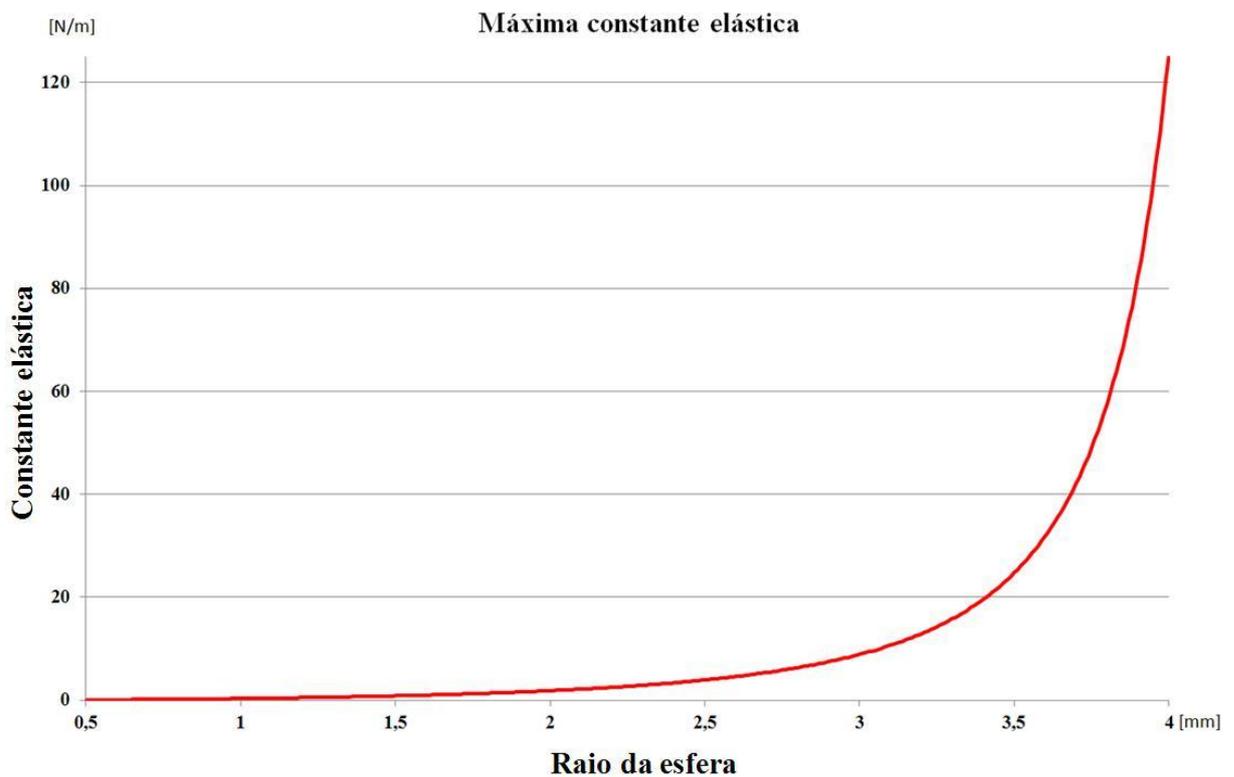


Figura 49 – Gráfico da máxima constante elástica da mola

Fonte: Autor

No gráfico nota-se para as condições descritas, que devido ao abrupto incremento na perda de carga e na força de arrasto, para esferas com raio superior a 3,5 mm, há também um abrupto incremento na constante elástica máxima permissível.

4.3 Tempo de fechamento da válvula unidirecional em função do raio da esfera:

Com o intuito de gerar curvas que descrevam a influência do raio e da densidade do material da esfera no tempo de fechamento, será admitido veículo em trajetória retilínea para assegurar simetria na caixa de direção e ausência de aplicação de torque no volante pelo condutor, o que minimiza a percepção da vibração do volante.

A curva plotada tem por objetivo auxiliar, juntamente com a curva de perda de carga na escolha do diâmetro da esfera e do material aplicado em sua construção, utilizando padrões disponíveis no mercado. Assim reduzindo a quantidade de diferentes protótipos e avaliações dinâmicas em veículo, no desenvolvimento da válvula unidirecional.

Aplicando o modelamento do tempo de fechamento apresentado no capítulo 3.6, combinado ao modelamento de máxima constante elástica do capítulo 3.3:

$$6 \cdot K \cdot r_t^2 + \frac{\gamma \cdot a_v^3 \cdot i^3 \cdot r_e^2 \cdot t}{8 \cdot \pi^3 \cdot f^3} + \frac{4 \cdot C_a \cdot \gamma \cdot r_e^4 \cdot i^2 \cdot r_t \cdot (r_p^2 - r_c^2)^2}{\pi^2 \cdot f^2 \cdot (2 \cdot r_t^2 - r_e^2)^2} + \frac{12 \cdot a_v \cdot \mu \cdot r_e^5 \cdot (r_p^2 - r_c^2)}{f \cdot i \cdot (r_t - r_e)^3} - \frac{32 \cdot \pi \cdot r_t^2 \cdot r_e^3 \cdot \gamma_e}{3 \cdot t^2} = 0 \quad (115)$$

Onde:

$$K \leq \frac{\pi \cdot C_a \cdot \gamma \cdot Re \cdot r_e^2}{8 \cdot r_t} \cdot \left[\frac{Q}{\pi \cdot (r_t^2 - r_e^2)} \right]^2 + \frac{3 \cdot Q \cdot \mu \cdot r_e^3}{r_t^2 \cdot (r_t - r_e)^3} \quad (85)$$

Definindo as variáveis:

- a) Relação de transmissão entre volante e cremalheira $i = 0,043$;
- b) raio da cremalheira $r_c = 12,5 \cdot 10^{-3}$ m;
- c) raio do pistão $r_p = 20 \cdot 10^{-3}$ m;
- d) raio interno do tubo $r_t = 4,75 \cdot 10^{-3}$ m;
- e) modulo de elasticidade efetivo $\beta_e = 1,23 \cdot 10^8$ Pa.

Para a determinação da influência da densidade da esfera (γ_e) no tempo de fechamento, serão definidas curvas de tempo de fechamento adotando densidade equivalente a do aço 7850 Kg/m^3 e a densidade equivalente a da borracha nitrílica (NBR) 1000 Kg/m^3 .

Já a frequência de oscilação do sistema de direção, será definida tendo com base no apresentado por Hage (2009), onde através de acelerômetros dispostos a 180° com leitura invertida, percebe-se que os pulsos de rotação predominam na faixa de 13 Hz a 25 Hz, onde a defasagem entre os acelerômetros é praticamente nula. Sendo a aceleração máxima observada na oscilação a 15 Hz, com pico de aceleração de 0,24 g. Constituindo assim o que será chamado de faixa de frequência de atuação da válvula unidirecional. Fora dessa faixa não há sincronismo entre os acelerômetros, indicando assim que o volante não está mais descrevendo o predomínio da aceleração no volante relacionada tão somente a rotação.

Apresenta-se, na figura 50 abaixo, gráfico da aceleração medida em experimento realizado em pista de teste, com pavimento irregular, onde as frequências são plotadas no eixo horizontal e o eixo vertical é subdividido em dois segmentos. O segmento superior apresenta a aceleração aferida em relação à aceleração gravitacional, já o segmento inferior apresenta a defasagem entre os sinais dos acelerômetros em graus.

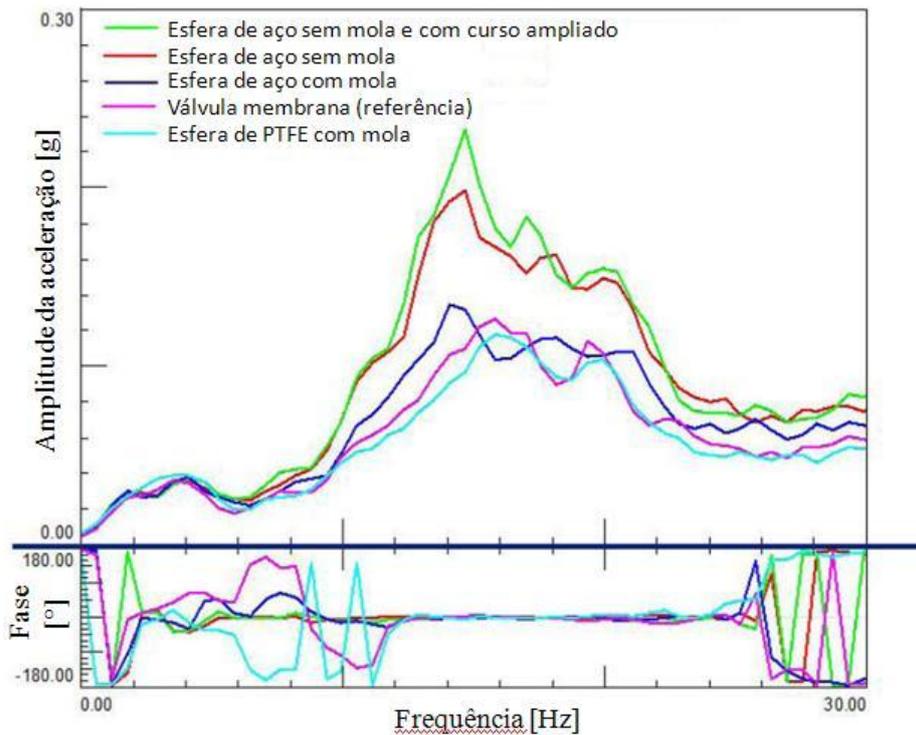


Figura 51 – Gráfico da vibração aferida no volante e defasagem entre lados

Fonte: “adaptado de” Hage, 2009, p. 3



Figura 52 – Foto da localização de um dos acelerômetros

Fonte: Hage, 2009, p. 3

Assim para essa simulação serão adotados:

- aceleração do volante $a_v = 2,35 \text{ m/s}$;
- frequência de oscilação $f = 15 \text{ Hz}$.

As figuras 53 e 54 apresentam resultados de simulações realizadas com a constante elástica da mola (K) definida em 0 Nm para a primeira, e com constante elástica máxima como apresentado no capítulo 4.2 para a segunda simulação.

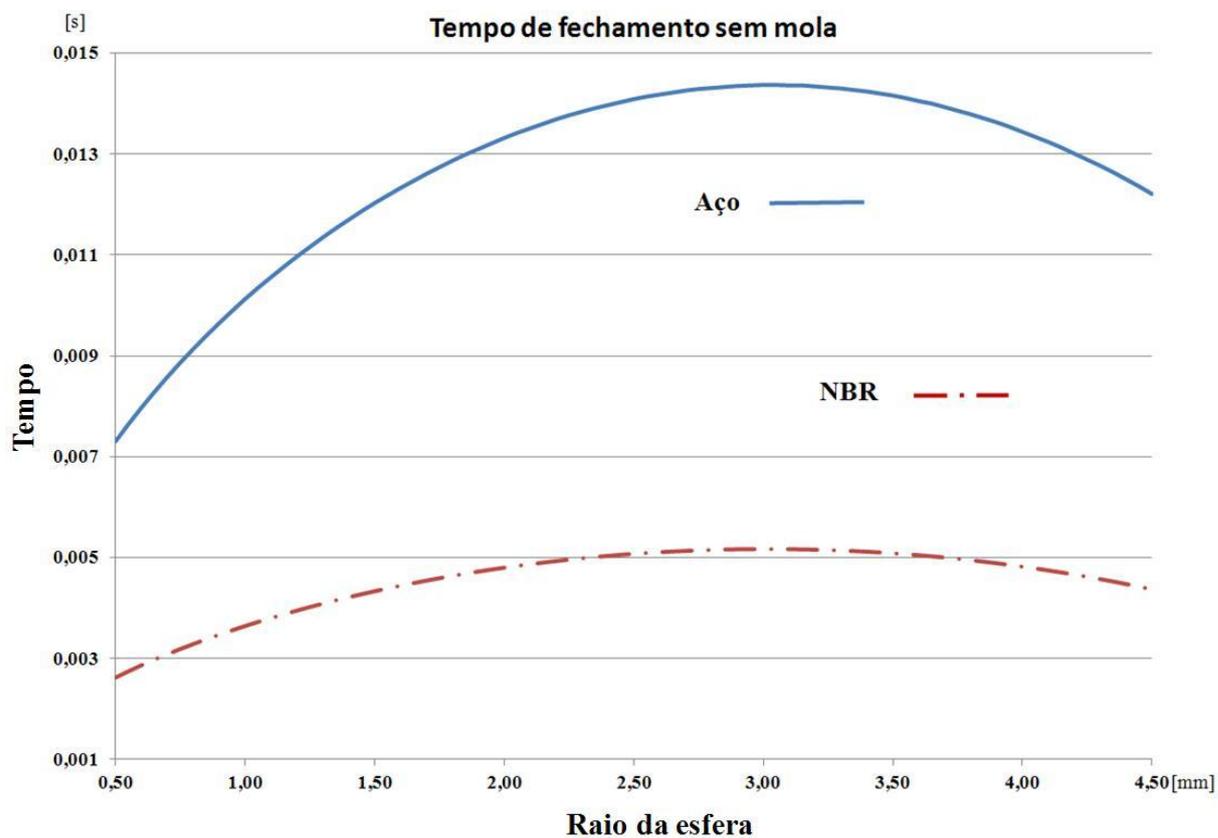


Figura 53 – Tempo de fechamento em função do diâmetro e massa da esfera com $K = 0$

Fonte: Autor

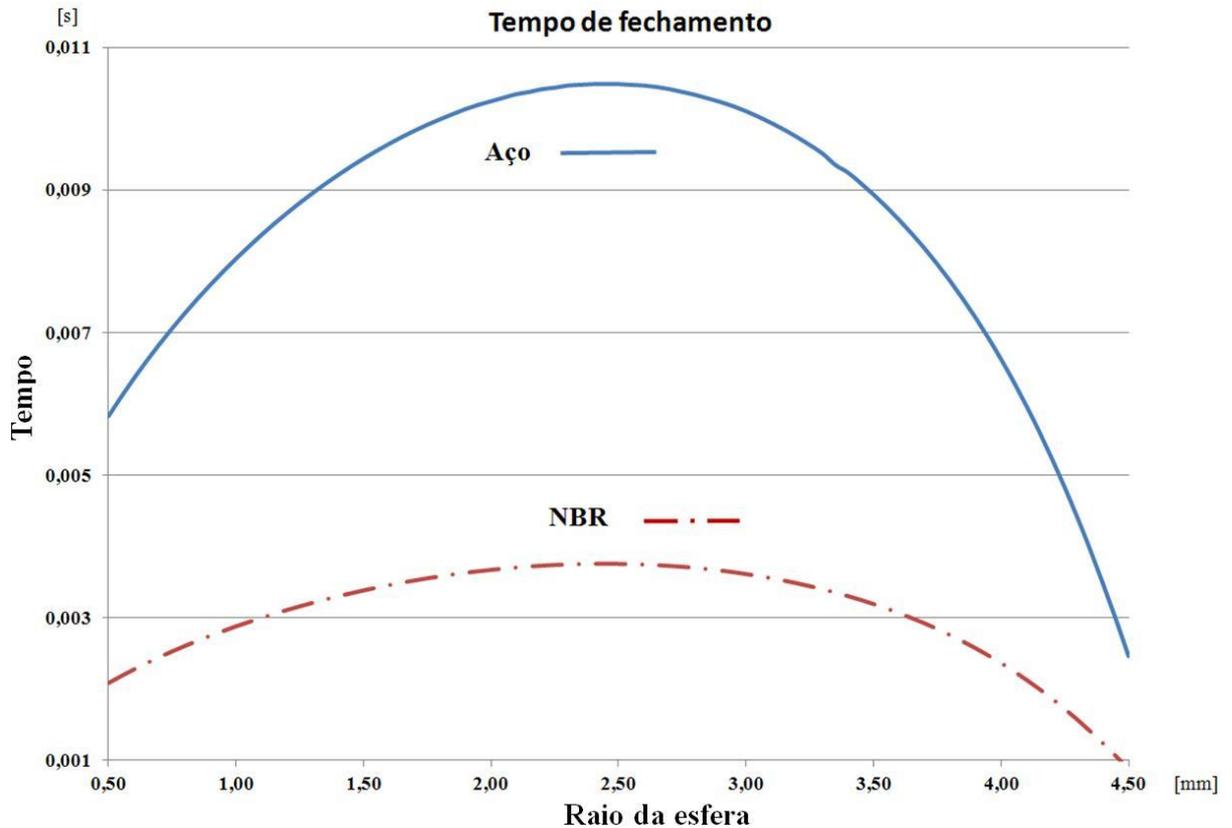


Figura 54 – Tempo de fechamento em função do diâmetro e massa da esfera com $K = K$ máximo

Fonte: Autor

No modelo apresentado observa-se que ao reduzir a densidade do material da esfera com a utilização de material polimérico, no caso um elastômero, é possível reduzir o tempo de fechamento quando comparado a esfera de aço, de forma suficientemente relevante ao ponto de permitir a aplicação de esfera de raio menor e ainda obter redução no tempo de fechamento.

A capacidade de redução da aceleração máxima observada no volante devido ao fechamento da válvula unidirecional deve-se a retenção do óleo impulsionado pelo pistão em contra fluxo, que como tratado em 3.7, agira como mola ao ser comprimido. Assim ao aplicar a equação (123), que define a redução da amplitude da aceleração do volante em função do tempo de fechamento, define-se a redução da aceleração do volante na frequência definida como objetiva para o veículo modelo de 15 Hz.

$$\Delta_{av} = - \frac{\beta_e \cdot A_p^2 \cdot i \cdot \{x_{pm} - x_{pm} \cdot \cos[2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t_f + t_v) - \pi/2]\}}{2 \cdot m_t \cdot A_p \cdot \{L_c - \{x_{pm} - x_{pm} \cdot \cos[2 \cdot \pi \cdot f \cdot (t_f + t_v) - \pi/2]\}\} + 2 \cdot m_t \cdot L_t \cdot A_t} \quad (123)$$

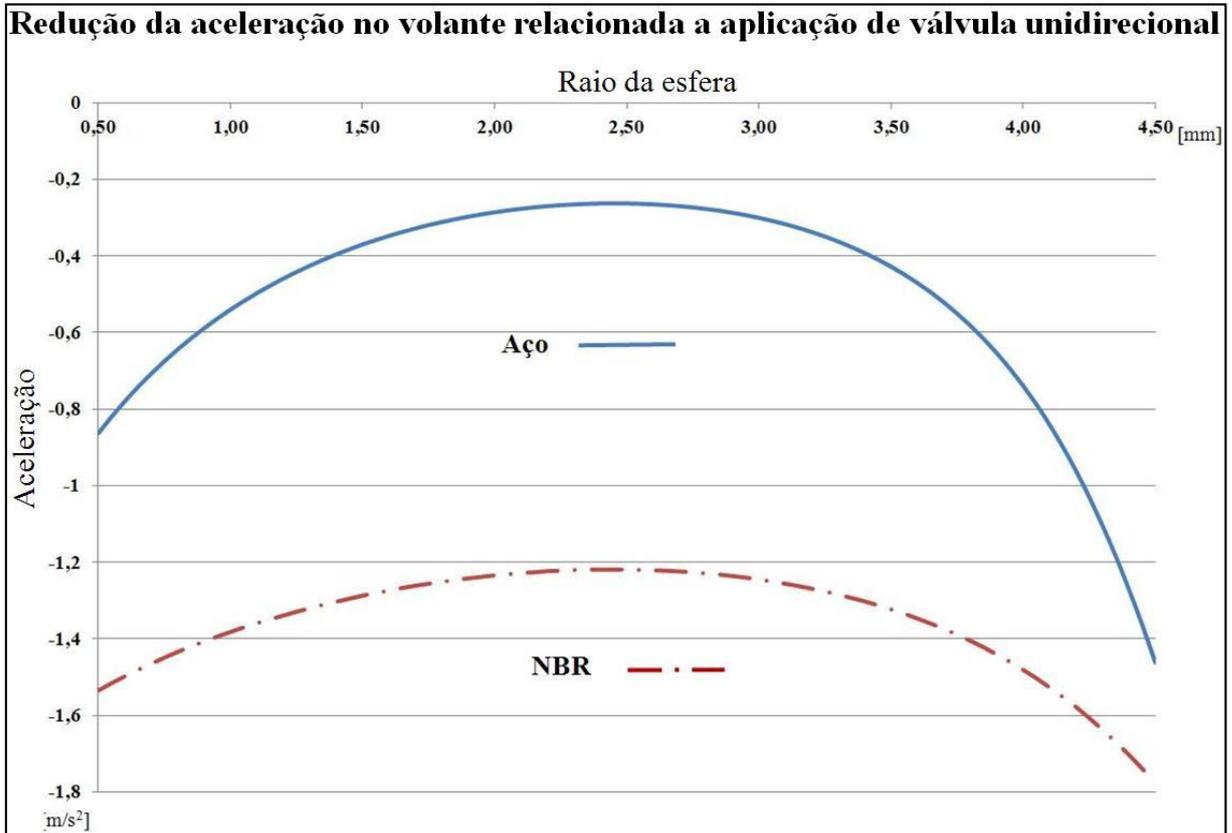


Figura 55 – Redução da aceleração no volante a 15 [Hz], devido as características da esfera da válvula unidirecional considerando constante elástica máxima

Fonte: Autor

Assim como no tempo de fechamento, o gráfico acima evidencia que a redução da densidade do material de construção da esfera, permite o bloqueio do fluxo em contra vazão, em fração relevantemente menor do ciclo de compressão, resultando em maior resistência ao deslocamento da cremalheira, que como resultado final resulta em menor aceleração no volante.

Porém como tratado no capítulo 3.3, a constante elástica da mola a ser aplicada à válvula unidirecional deve ser inferior máxima permissível, e para assegurar essa condição, a constante elástica nominal deve ser tal que mesmo considerando a variação máxima de

produção da mola, a constante elástica máxima permissível não seja atingida. Assim temos um universo de possíveis reduções na aceleração do volante em função do raio e densidade da esfera, assim como da constante elástica, como plotado abaixo.

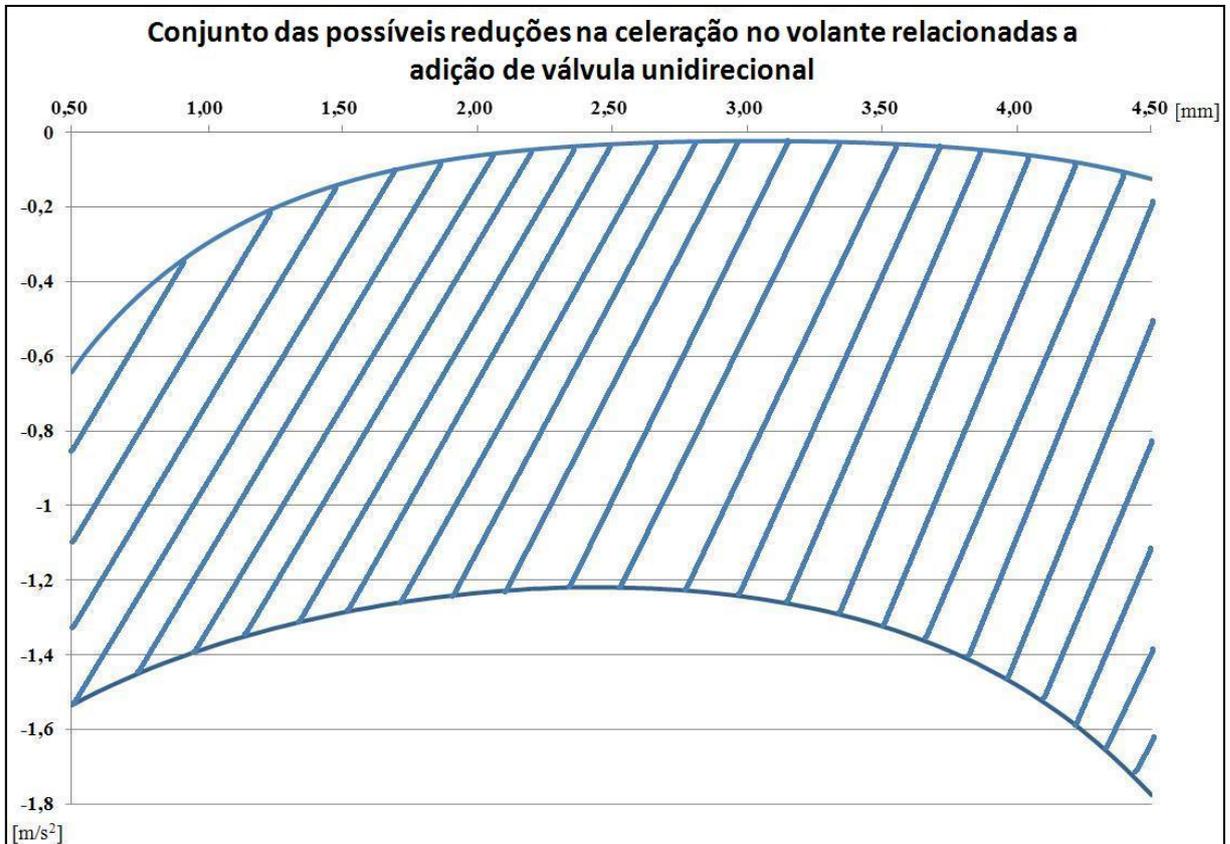


Figura 56 – Conjunto das possíveis reduções na aceleração no volante para oscilação a 15 [Hz], relacionadas a adição de válvula unidirecional

Fonte: Autor

No gráfico de fase e da aceleração do volante (figura 49), a válvula denominada de proposta 4 apresentava raio de 4 [mm], com mola de constante elástica de 75% da constante elástica máxima para auxiliar no deslocamento da esfera construída em PTFE. Ao aplicar as condições descritas na expressão (115), obtemos o tempo de fechamento que combinado ao a (123), define a redução na aceleração do volante relativa a compressão do meio fluído contido pela válvula unidirecional em $1,398 \text{ m/s}^2$. Quando comparada a diferença de aceleração exposta no artigo entre as propostas 2 onde válvula unidirecional não chega a fechar, e 4 é de

1,668 m/s², incorrendo em erro de 16,19%, demonstrando assim relação muito próxima entre modelo e experimento.

4.4 Frequência natural

No que tange a capacidade do sistema de direção como um todo de atenuar impulsos originários do solo, há também de se definir a resposta dinâmica a fim de impossibilitar a ocorrência do efeito de ressonância, quando do veículo trafegando sobre perfil com irregularidades uniformemente espaçadas. O sistema de direção pode ter sua oscilação descrita como, um sistema onde uma entrada periódica impulsiona um sistema com massa definida e três molas, onde as molas representam as três principais fontes de resistência ao esterçamento compelido pelo conjunto roda, pneu e suspensão. São essas fontes:

- a) compressão do meio hidráulico contido pela válvula unidirecional, cuja atuação ocorrerá com atraso não totalmente relacionado a oscilação do sistema;
- b) torque auto-alinhante, que tem sua resistividade ao deslocamento da cremalheira definida em função da geometria da suspensão e da velocidade de deslocamento do veículo;
- c) dinâmica do sistema hidráulico que devido a comutação da válvula direcional acoplada a caixa, será descrita através da função de transferência apresentada em 2.14.

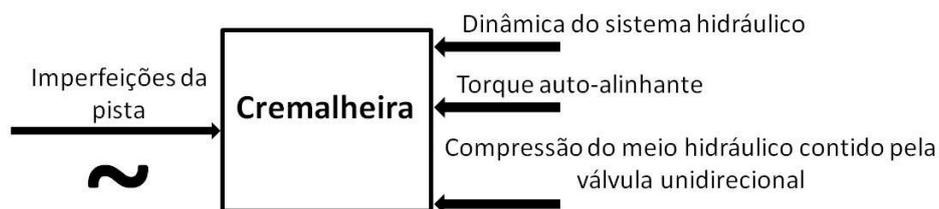


Figura 57 – Diagrama de corpo rígido da oscilação do sistema de direção

Fonte: Autor

Definindo a mínima frequência de ressonância, que ocorrerá na condição de mínima resistência do sistema de direção ao esterçamento relacionado a impulsos oriundos do solo, quando do veículo em baixa velocidade onde torque auto-alinhante próximo a nulo e durante o período anterior ao fechamento da válvula direcional.

A definição da frequência natural (ω_n) permite estabelecer a relação entre a frequência da entrada e a frequência natural, relação essa conhecida como razão de frequência. Para sistemas com razão de frequência inferior a $\sqrt{2}$, o deslocamento da entrada será amplificado.

A frequência de ressonância será definida pela equação (78) apresentada no capítulo 2.13:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta_e \cdot A_p^2}{V_t \cdot m_t}} \quad (78)$$

Definindo as variáveis:

- a) módulo de elasticidade efetivo $\beta_e = 1.228 \cdot 10^8$ Pa;
- b) área da face do pistão $A_p = 4,712 \cdot 10^{-4}$ m²;
- c) volume total $V_t = 7,539 \cdot 10^{-5}$ m³;
- d) massa total equivalente $M_t = 30$ Kg.

Aplicando os valores apresentados acima na expressão (78), obtém-se;

$$\omega_n = 220,8 \text{ Rad/s}$$

ou;

$$f_n = 34,98 \text{ Hz}$$

Com o modelo apresentado observa-se que o veículo estudado apresenta baixa propensão à ampliação do deslocamento da entrada, pois considerando como descrito, a condição mais severa de veículo em velocidade suficientemente baixa, para que o torque auto-alinhante do volante possa ser considerado nulo, a frequência de ressonância quando comparada à frequência máxima da faixa definida como crítica de 25 Hz, resulta em razão de frequência próxima a $\sqrt{2}$. Essa será a provável mínima razão de frequência observável no veículo, já que com o incremento da velocidade há de se adicionar ao sistema de direção, em condição análoga ao de uma mola em paralelo, a resistência ao esterçamento relacionada ao torque auto-alinhante.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA ESTUDOS FUTUROS

Com o modelo apresentado, podemos observar que :

- a) para mínima perda de carga tendo como base o modelo proposto, ocorre com uma esfera de aproximadamente 3,75 mm de raio. Esferas na faixa entre 3,5 mm e 3,9 mm apresentam baixa perda de carga, devido à relação entre a perda de carga gerada na entrada da válvula e a perda de carga gerada no entorno da esfera. Com a redução do raio da esfera, há aumento da perda de carga na entrada e para vedar o contra fluxo de óleo, a saída tem que ser construída com orifício de raio menor que o da esfera. Já o aumento do raio da esfera implica na redução do vão entre a esfera e o tubo. A utilização de esfera com diâmetro limitado ao intervalo acima descrito incorre em potência requerida do motor de 11 W a 10 W, ao adotar-se rendimento da bomba de 30% ;
- b) o tempo de fechamento não depende somente do raio, mas também da densidade do material da esfera que constitui variável relevante. Devido a influência do material da esfera no tempo de fechamento, será possível a escolha de esfera com raio diferente do raio que apresentou o mínimo tempo de fechamento, permitindo melhor adequação do componente a perda de carga sem ônus para o tempo de fechamento. Observa-se também que o tempo de fechamento define a capacidade de limitação da aceleração no volante, que é possível reduzir em até $-1,776 \text{ m/s}^2$, ou 93 % a aceleração do volante quando comparada a aceleração mensurada por Hage (2009) para válvula unidirecional com curso da esfera longo, sem mola e construída em aço;
- c) a curva de máxima constante elástica da mola apresenta abrupto acréscimo para esferas com raio superior a 3,5 mm. Porém, vale ressaltar que, no modelo, determinou-se a máxima constante elástica que assegurasse o deslocamento da esfera até a posição de repouso, quando submetida à força de arrasto oriunda da vazão em seu entorno. Assim, a constante elástica a ser aplicada, não somente tem que apresentar constância nominal inferior a estabelecida no modelo, como também terá que apresentar valor máximo de variação assegurado pelo fabricante da mola inferior ao apresentado pelo modelo proposto;

d) se considerada somente a resistência a oscilação provida pelo sistema hidráulico, o sistema de direção apresenta frequência natural de ressonância superior a faixa de frequência onde há ocorrência de oscilação da cremalheira, demonstrado que o acréscimo de massa seja no sistema de freio, no conjunto rodas e pneus e ou no volante, pode resultar em risco da ocorrência de ressonância quando do veículo trafegando em baixa velocidade sobre superfície irregular.

Baseando-se no modelo proposto, para veículo que não seja do segmento luxo, considera-se, mesmo havendo uma relação ambivalente entre tempo de fechamento e perda de carga, que a melhor relação entre essas duas características, possa ser encontrada aplicando esfera com raio de 3,75 mm, construída com material elastomérico e com mola de constante elástica próxima a ideal.

Esse trabalho teve como objetivo além do estudo das variáveis que afetam o desempenho da válvula unidirecional e sua relação com o desempenho do sistema de direção quanto à absorção de perturbações oriundas do solo, a confecção de modelamento matemático simples, para a utilização prioritariamente em sistemas de direção de veículos em produção. Porém há a possibilidade de futuros refinamentos que poderão prover maior acuidade ao modelamento em detrimento da praticidade para a sua aplicação, pois necessitarão da definição de maior conjunto de variáveis. Alguns refinamentos possíveis são:

- a) desenvolver geometria de válvula de construção simples para atender custo e escala compatíveis com a aplicação, em especial a geometria do suporte da esfera;
- b) simular o escoamento tendo como base geometrias desenvolvidas para produção em escala variando o raio da esfera a fim de traçar curva de perda de carga;
- c) desenvolver modelo matemático que trate da atenuação da oscilação do sistema de direção, combinando rigidez acrescida pelo sistema hidráulico a resistência relacionada ao torque auto-alinhante;
- d) determinar geometria de suspensão, rigidez do pneu, atrito dos rolamentos, dimensões, características e matérias do sistema de direção no todo, e aplicar a esse conjunto de dados modelamento de atenuação.

REFERÊNCIAS

AJOVALASIT, M.; GIACOMIN, J. Non-linear dependency of the subjective perceived intensity of steering wheel rotational vibration. **International Journal of Industrial Ergonomics**, Londres, aug. 2008. Disponível em: < http://www.elsevier.com/wps/find/journaldescription.cws_home/505654/description#description >. Acesso em: 12 nov. 2010.

ALBUQUERQUE, O.; PIRES, A. **Dinâmica das Máquinas**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1974.

CAMPOS, D.; HAGE, G.; KELBER, C.; LESSA, L.; SILVA, R.; STACHI S.; URSOLINO, D. **Development of an Electrical Power Steering for Emergent Markets**. In: Congresso 2010 SAE Brasil, 2010, São Paulo. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE2/2010-36-0243.pdf> >. Acesso em 25 may 2010.

CRUZ, J. M. X. **Estudo de Caso de Ruído “Knock Noise” em Mecanismo de Caixa de Direção Hidráulica Tipo Pinhão - Cremalheira**. 2006. 177 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica Automobilística) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006. Disponível em < <http://www.automotiva-poliusp.org.br/tcc.htm> >. Acesso em 01 out 2009.

DIGLIO, P; FALBO, G; BAI, J; GU, J. **A Test-Based Procedure for the Identification of Rack and Pinion Steering System Parameters for Use In CAE Ride-Comfort Simulations**. In. SAE 2009 World Congress, 2009 Michigan. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE2/2009-01-2090.pdf> >. Acesso em 12 may 2010.

FRANZONI, F.; MILANI, M.; MILANI, L. **A CFD Multidimensional Approach to Hydraulic Components Design**. In. SAE 2007 World Congress, 2007 Michigan. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE2/2007-01-4196.pdf> >. Acesso em 05 apr 2010.

GILLESPIE, T D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.

HABIBI, H; SHIRAZI, K; SHISHESAZ, M. Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method. **ScienceDirect**, Londres jan. Disponível em: < http://www.elsevier.com/wps/find/journaldescription.cws_home/303/description#description >. Acesso em 18 nov. 2010.

HAGE, G. M; PAN, F; SILVA, R. P; SOUZA, S. L; Ursolino, D. J. **Development of a Hydraulic Power Steering Check Valve to Reduce Backpressure and Improve Steering Wheel Kick**. In Congresso 2009 SAE Brasil, 2009, São Paulo. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE2/2009-36-0400.pdf> >. Acesso em 7 apr 2011.

HALLIDAY, DAVID.; RESNICK, ROBERT.; WALKER, JEARL. **Fundamentos da Física 2**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1996.

HARRER, H.; JOHNSTON, N.; PFEFFER, P.; SOKOLA M. **Energy consumption of electro-hydraulic steering systems**. In. SAE 2005 World Congress, 2005 Michigan. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE2/2005-01-1262.pdf> >. Acesso em: 15 jul. 2010.

HEMMINGS AUTO BLOGS. **Turn, turn, turn: The story of how Ackermann steering got its name**. Disponível em: <<http://blog.hemmings.com/index.php/2008/12/16/turn-turnturn/>>. Acesso em: 17 maio. 2010.

INAGUMA, Y; HIBI, A; WATANABE, K; KATO, H. **Energy-Saving and Reduction of Oil Temperature Rising in Hydraulic Power Steering System**. In. SAE 1999 World Congress, 1999 Michigan. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE/1999-01-0392.pdf> >. Acesso em 15 jul 2010.

INMETRO. **Programa Brasileiro de Etiquetagem. Produtos / Veículos Leves de Passageiros e Comerciais**. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/produtosPBE/veiculosLeves.asp>>. Acesso em: 25 fev. 2011.

KANG, W; SIM, C; KIM, J. **Modeling of a Hydraulic Power Steering System and Its Application to Steering Damper Development**. In. SAE 2005 World Congress, 2005 Michigan. Disponível em <<http://reports.gmr.com/reports/SAE2/2005-01-1263.pdf>>. Acesso em 12 may 2010.

LEVENTHAL, LEON. **CAE Applications in Hydraulics — Experimental and Analytical Study of a Check-Valve**. 2003. In. Noise & Vibration Conference and Exhibition Traverse City, 2003 Michigan, Society of Automotive Engineers 2003. Disponível em < <http://reports.gmr.com/reports/SAE/2003-01-1605.pdf> >. Acesso em 22 jul 2010.

MARTINS, H. L. M. **Simulação Dinâmica de um Veículo sob Diferentes Geometrias de Direção**. 2010. 118 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2010. Disponível em < http://www.fe.i.edu.br/pt-BR/pesquisas_projetos/pesquisas/Paginas/pesquisa.aspx?CID=456 >. Acesso em 12 apr 2010.

MATSUNAGA, T; TANAKA, T; NISHIMURA, S. **Analysis of Self-Excited Vibration in Hydraulic Power Steering System: Prevention Against Vibration by Supply Line**. In. SAE 2001 World Congress, 2001 Michigan. Disponível em <<http://reports.gmr.com/reports/SAE/2001-01-0488.pdf>>. Acesso em 12 may 2010.

MERRITT, H. E. **Hydraulic Control Systems**. New York: John Wiley & Sons, 1967.

MORIOKA, M.; GRIFFIN, M. J. Equivalent comfort contours for vertical vibration of steering wheels: Effect of vibration magnitude, grip force, and hand position. **Applied Ergonomics**, Londres June 2008. Disponível em: < http://www.elsevier.com/wps/find/journaldescription.cws_home/30389/description#description >. Acesso em: 11 nov. 2010.

REIMPELL, J. **The automotive chassis**. 2. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

RAO, SINGIRESU. **Vibrações Mecânicas**. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2008.